

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 32/46
(МАК 12М32С)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Ю. Л. Мошенцев

Д. І. Куликовський

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

Куликовському Данілу Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 32/46 (МАК 12М32С)*

2. Керівник роботи канд. техн. наук, професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 6000 кВт; частота обертання колінчатого валу – 720 хв⁻¹; ступінь стиску – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,6; ступінь підвищення тиску в компресорі – 4,1

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

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

Поперечний переріз двигуна типу 12ЧН 32/46;
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) */Даніл КУЛИКОВСЬКИЙ/*
 (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 6000 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 720 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун МАК 12М32С (12ЧН 32/46).

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 87 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, безпека в надзвичайних ситуаціях.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 6000 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 720 rpm. The MAK 12M32C (12ЧН 32/46) 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 87 pages of explanatory and calculation notes. A total of 16 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, centrifugal compressor, safety in emergency situations.

					КРБ.142.4221.25.06.00.ПЗ.	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Опис конструкції двигуна МАК 12М32С.....	7
1.1 Загальні відомості про двигун	7
1.2 Конструктивна компоновка і особливості	10
1.3 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	12
1.4 Висновок до розділу.....	16
2 Моделювання робочого циклу та перевірочний розрахунок кінематики і динаміки двигуна МАК 12М32С	18
2.1 Вступ	18
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	18
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	21
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	29
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	31
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	34
2.7 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	40
2.8 Визначення діаметру маховика та його маси.....	42
2.9 Висновок до розділу.....	44
3 Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна МАК 12М32С	45
3.1 Вступ.....	45
3.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора.....	45
3.3 Попереднє визначення колової швидкості	46
3.4 Розрахунок вхідної ділянки компресора	48
3.5 Розрахунок робочого колеса компресора.....	50
3.6 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузору.....	56
3.7 Розрахунок лопаткового дифузору	58
3.8 Розрахунок повітрозбірної завитки.....	63

3.9	Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору.....	65
3.10	Опис спроектованого компресора.....	67
3.11	Висновок до розділу.....	71
4	Організація охорони праці.....	72
4.1	Вступ.....	72
4.2	Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів при експлуатації суднового двигуна	72
4.3	Вимоги до виробничого середовища у машинному відділенні	74
4.4	Організація безпечного технічного обслуговування та ремонту суднового двигуна	76
4.5	Інструктажі, навчання та перевірка знань з охорони праці	78
4.6	Вимоги нормативної документації з охорони праці у морській галузі	80
4.7	Висновок до розділу.....	82
	Висновки до роботи	83
	Література	85
	Додатки.....	87

ВСТУП

Суднові дизельні двигуни займають провідне місце серед енергетичних установок, що забезпечують рух морських і річкових суден. Їхня надійність, ефективність і здатність працювати в складних умовах експлуатації визначили широке використання дизелів у суднобудуванні. Серед численних типів двигунів особливе місце займають високопродуктивні чотиритактні дизелі середнього ходу, які поєднують у собі оптимальні техніко-економічні показники, відносну простоту обслуговування та відповідність сучасним екологічним вимогам.

У сучасних умовах підвищення ефективності експлуатації суден потребує технічного вдосконалення силових установок. Особлива увага приділяється зменшенню витрат пального, підвищенню коефіцієнта корисної дії, зниженню викидів шкідливих речовин і забезпеченню надійної та безпечної роботи двигуна протягом усього терміну служби.

Одним із представників таких сучасних енергетичних установок є дизельний двигун типу 12ЧН 32/46 (МАК 12М32С), який широко застосовується на транспортних і спеціалізованих судах. Він має високі показники економічності, відповідає міжнародним стандартам щодо рівня викидів і призначений для тривалої експлуатації в умовах змінних навантажень.

Актуальність даної кваліфікаційної роботи полягає в необхідності комплексного аналізу конструкції, кінематики і термодинамічного процесу судового дизельного двигуна. У роботі здійснено розрахунок основних параметрів, побудовано теоретичні діаграми, виконано аналіз динаміки роботи двигуна, а також проведено моделювання робочого циклу. Окрему увагу приділено питанням організації охорони праці при експлуатації такого типу двигуна.

Метою роботи є здобуття практичних навичок розрахунку і аналізу параметрів судових енергетичних установок, а також вивчення особливостей конструкції та експлуатації сучасного судового дизеля на прикладі двигуна типу 12ЧН 32/46.

					КРБ.142.4221.25.06.00.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА МАК 12М32С

1.1 Загальні відомості про двигун

Дизельний двигун типу 12ЧН 32/46 виробництва компанії МАК (модель 12М32С) є чотиритактним V-подібним двигуном середньообертового класу, який характеризується реверсивністю, верхнім розташуванням клапанів, системою турбонаддуву з проміжним охолодженням повітря та безпосереднім упорскуванням палива. Така компоновка дозволяє забезпечити ефективну роботу в умовах тривалої експлуатації на морських судах.

Двигун призначений для роботи як головна силова установка або як джерело енергії для суднових електрогенераторів. Його головними перевагами є висока термічна ефективність, тривалий ресурс роботи, низький рівень шкідливих викидів та економічне споживання палива..

Поперечний переріз двигуна МАК 12М32С наведено на рис. 1.1. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.2.

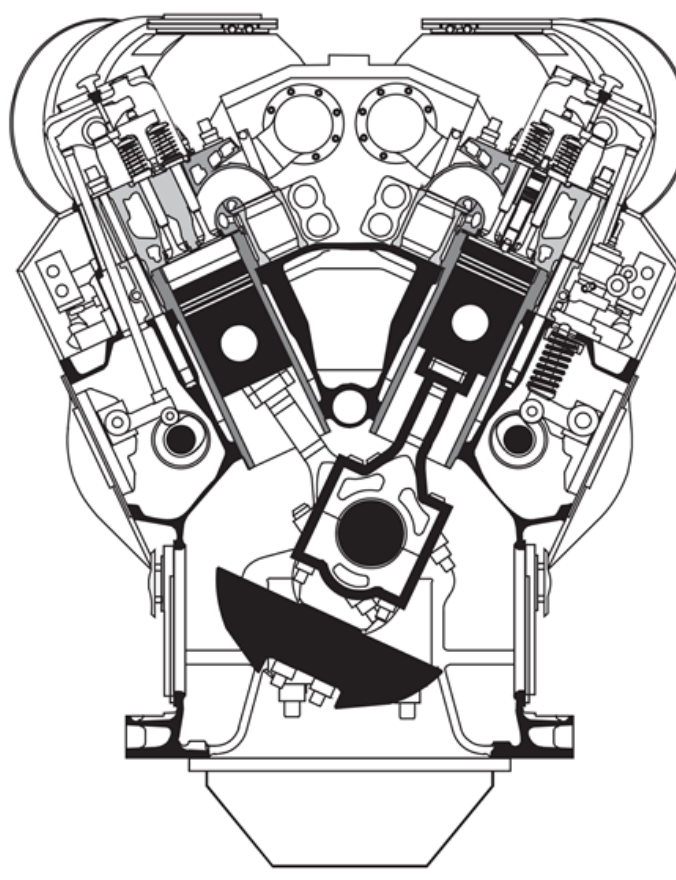


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна МАК 12М32С

					КРБ.142.4221.25.06.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

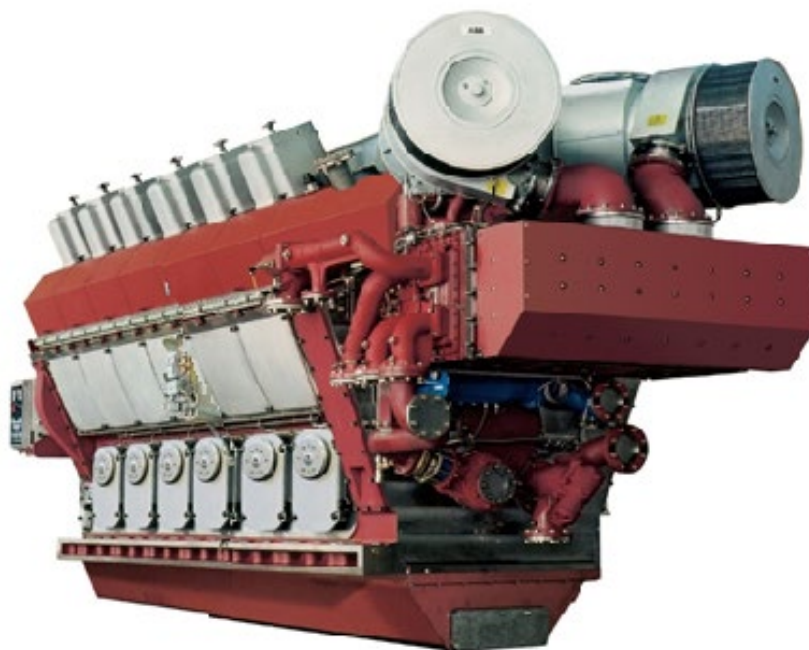


Рис. 1.2. Зовнішній вигляд двигуна МАК 12М32С

Основними якостями МАК 12М32С є висока ефективність згоряння з низьким рівнем шкідливих викидів, низькі експлуатаційні витрати, двигун має високі показники надійності і моторесурсу. Компактний дизайн інтегрований з усіма допоміжними механізмами. На судах застосовуються в якості головних з приводом гребного гвинта через реверс-редуктори і для приводу генераторів суднових електростанцій. Основні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні характеристики двигуна

Параметри	МАК 12М32С
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	2
Марка (ТК)	ABB-TPL65
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою

Продовження табл. 1.1

Розташування циліндрів	V-подібне	
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-9-3-11-7-4-12-8-6-2-10-5	
Кількість циліндрів	12	
Діаметр циліндра, мм	320	
Хід поршня, мм	460	
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	720	
Довготривала експлуатаційна потужність при опорі в газовипускному трубопроводі, виміряному безпосередньо за турбіною, 300 мм вод. ст., розрідженні на всмоктуванні 50 мм вод. ст., температура повітря на всмоктуванні +20 °С, барометричному тиску 760 мм рт. ст. та вологості повітря не вище 70%	6000 при 720 хв ⁻¹	
Довготривала потужність на задній хід	85 % при довготривалій експлуатаційній потужності	
Температура випускних газів за циліндрами	750	
Паливо	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55	
Масла: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки ричагів 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)	0,6	
Температура масла °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10...15 60...65	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідний з дизеля Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	80...90 6...10	

Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,5
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	100
Середня витрата повітря на один пуск дизеля с реверсом, м ³ : на стенді: при управлінні з ДУ при управлінні СДАУ	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8 °С і початковому тиску повітря 2,5 МПа	≥ 12
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	82

1.2 Конструктивна компоновка і особливості

Модель 12М32С має V-подібне компонування (рис. 1.3) з кутом розвалу між рядами циліндрів, що дозволяє зменшити габарити двигуна та забезпечити компактне розташування агрегатів.

Серед конструктивних особливостей двигуна слід відзначити застосування шатуна зі з'єднанням у верхній частині стрижня, що дає змогу зменшити загальну висоту двигуна при монтажі та значно полегшує процес зняття поршня і шатуного підшипника. Для виконання цих дій не потрібно знімати головку циліндра. Корінний підшипник рами, з метою підвищення міцності та зручності складання, виготовляється у вигляді двох окремих елементів. Турбонаддув реалізовано за імпульсною схемою з використанням турбокомпресорів із неохолоджуваними корпусами, які оснащено

підшипниками ковзання, що змащуються за рахунок єдиної циркуляційної системи мастила.

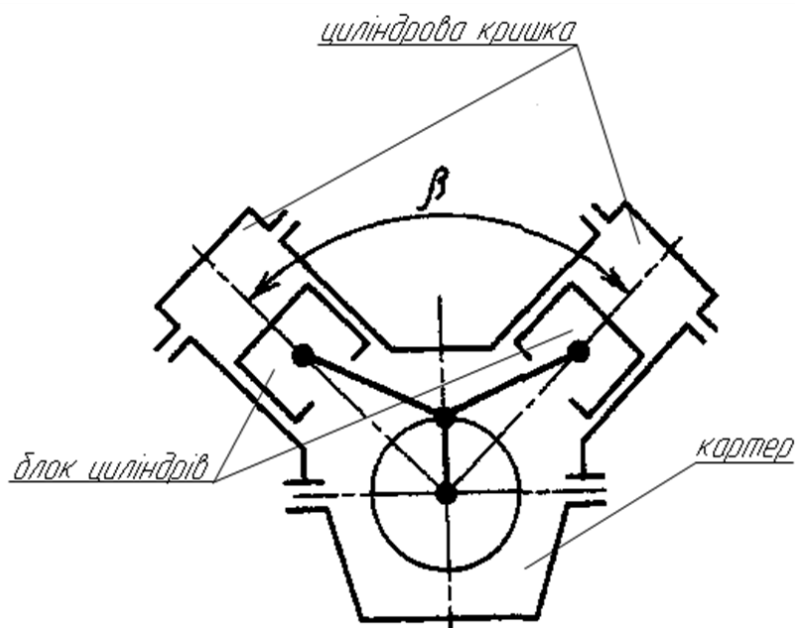


Рис. 1.3. Компоновочна схема двигуна МАК 12М32С

Остов двигуна виконує роль основного несучого елемента дизеля й являє собою суцільнолитий, сухий картер, виготовлений із чавуну (рис. 1.4).

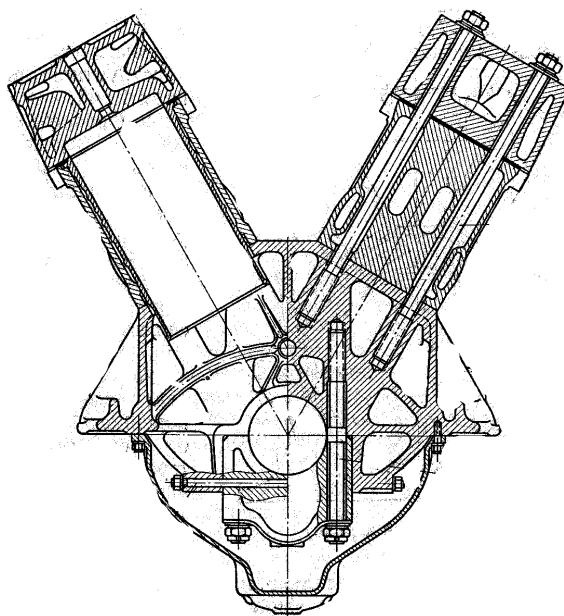


Рис. 1.4. Конструкція остова двигуна МАК 12М32С

На верхній поверхні блока розміщується висока сорочка, на яку встановлюється головка циліндра, формуючи між ними камеру охолодження. Через цю порожнину охолоджувальна рідина надходить у головку циліндрів.

					КРБ.142.4221.25.06.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

Внутрішній простір остова двигуна містить вбудовані канали для подачі мастила і циркуляції охолоджуючої води, а також ресивер для наддувного повітря. Кришки корінних підшипників, що підтримують підвішений колінчастий вал, кріпляться за допомогою гідравлічно затягуваних болтів – двох вертикальних і двох горизонтальних. Для забезпечення точного встановлення вкладишів підшипників, їх орієнтацію в поздовжньому напрямку задають спеціальні напрямні виступи.

Циліндрові втулки мають вставну конструкцію й виготовляються з фосфористого чавуну з підвищеною міцністю. Для забезпечення ефективного тепловідведення вони охолоджуються водяним контуром. У нижній частині втулки виконано два отвори, розташовані приблизно на середині її висоти, через які подається мастило для змащування робочої поверхні циліндра.

Усі кришки, включно з кришкою картера, кріпляться до блоку двигуна за допомогою чотирьох гвинтів і оснащуються гумовими ущільнювачами для забезпечення герметичності. З одного боку двигуна кришки картера обладнані запобіжними клапанами, які спрацьовують при надмірному тиску, що може виникнути внаслідок вибуху в картері. Додатково на картер монтується вентиляційна трубка, яку необхідно виводити за межі моторного відсіку.

1.3 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Колінчастий вал (рис. 1.5) виготовлений методом цільного кування і обладнаний противагами, які фіксуються гідравлічно затягуваними болтами. На передньому кінці вала встановлено ущільнювальне кільце V-подібної форми для герметизації картера, комбінований підшипник маховика, упорно-опорний корінний підшипник, а також знімна шестерня приводу розподільного вала. На протилежному, вільному кінці, розміщено шестерню для приводу насосного обладнання та демпфер вібрацій.

					КРБ.142.4221.25.06.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

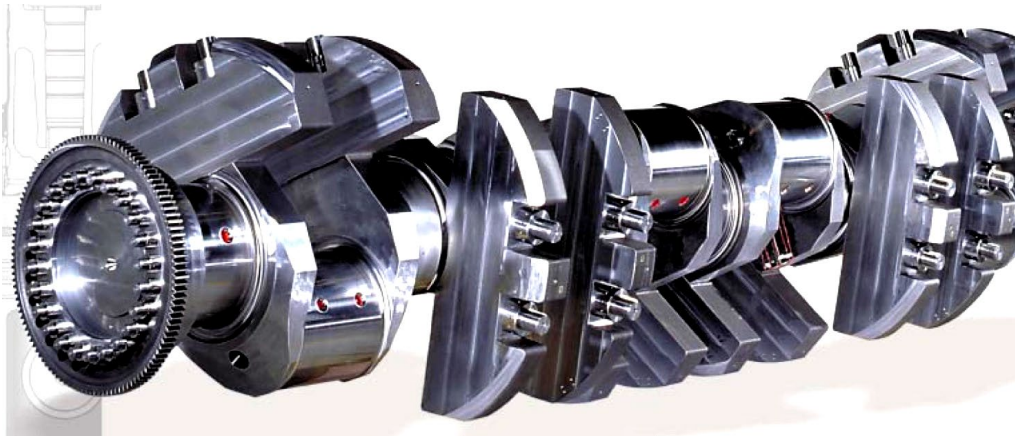


Рис. 1.5. Колінчатий вал двигуна МАК 12М32С

Балансування колінчастого вала здійснюється за рахунок противаг, розташованих на його щоках. Для обертання вала передбачено використання електричного валоповоротного механізму, що діє через привід маховика..

Шатун виготовлений зі сталі та має поперечний круглий переріз, а його нижня головка виконана з косим роз'ємом. Особливістю конструкції двигуна МАК є застосування шатуна зі з'єднанням у верхній частині стрижня, що спрощує доступ до поршневої групи. Конструктивно шатун складається з трьох елементів (рис. 1.6).

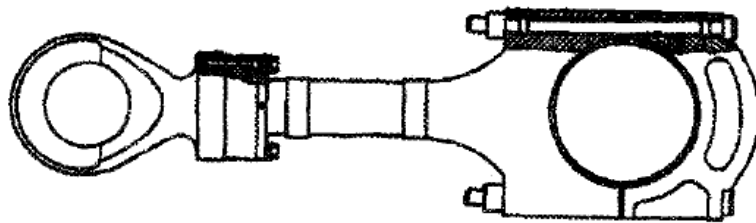


Рис. 1.6. Шатун двигуна МАК 12М32С

Конструкція шатуна з роз'ємом у верхній частині дозволяє демонтувати поршень без порушення центрування підшипника шатунної шийки колінчастого вала. У положенні нижньої мертвої точки роз'єм точно суміщується з люком у картері дизеля, що спрощує доступ. Навантаження від сил згоряння передається через максимально можливу опорну поверхню, завдяки чому зменшуються контактні напруження. Взаємне зміщення спряжених поверхонь мінімізоване. Шатун виготовляється з легованої сталі методом кування з подальшою механічною обробкою та має горизонтальний

поділ на три частини, що забезпечує зручний демонтаж поршня й шатуна. Усі кріпильні болти шатуна затягуються гідравлічним способом.

Поршень (рис. 1.7) складається з двох основних елементів: сталевोї головки та алюмінієвої спідниці, яка має графітове покриття.



Рис. 1.7. Поршень двигуна МАК 12М32С

Головка поршня виготовлена з високоміцної сталі, що забезпечує її здатність витримувати високі тиски та температури, типові для двигунів, які працюють на важкому паливі. У головці розміщено два компресійних і одне маслосборне кільце. Для підвищення зносостійкості канавка під перше кільце додатково зміцнена. Робоча поверхня самого кільця покрита протизносною наплавкою.

Охолодження головки поршня здійснюється моторною оливою, яка подається із загальної циркуляційної системи змащення до спеціальних сопел, встановлених у картері. З цих сопел струмінь оливи спрямовується до отворів у спідниці поршня, що ведуть до внутрішніх каналів головки. У середині головки розташовані зовнішня та внутрішня охолоджувальні порожнини. Після надходження в зовнішню змішувальну камеру олива перетікає у внутрішню, а далі через дренажний отвір у центрі, над малою головкою шатуна, повертається до піддону.

Легкі штамповані спідниці поршнів виготовлені з зносостійкого алюмінієвого сплаву. У поєднанні з загартованими чавунними гільзами циліндрів це забезпечує надійне сприйняття підвищених бічних осьових навантажень, які неминуче виникають у циліндрах сучасних двигунів із високими робочими тисками циклу.

Головки блоку циліндрів (рис. 1.8) виготовлені з чавуну з кулястим графітом, що забезпечує підвищену міцність і термічну стійкість матеріалу.

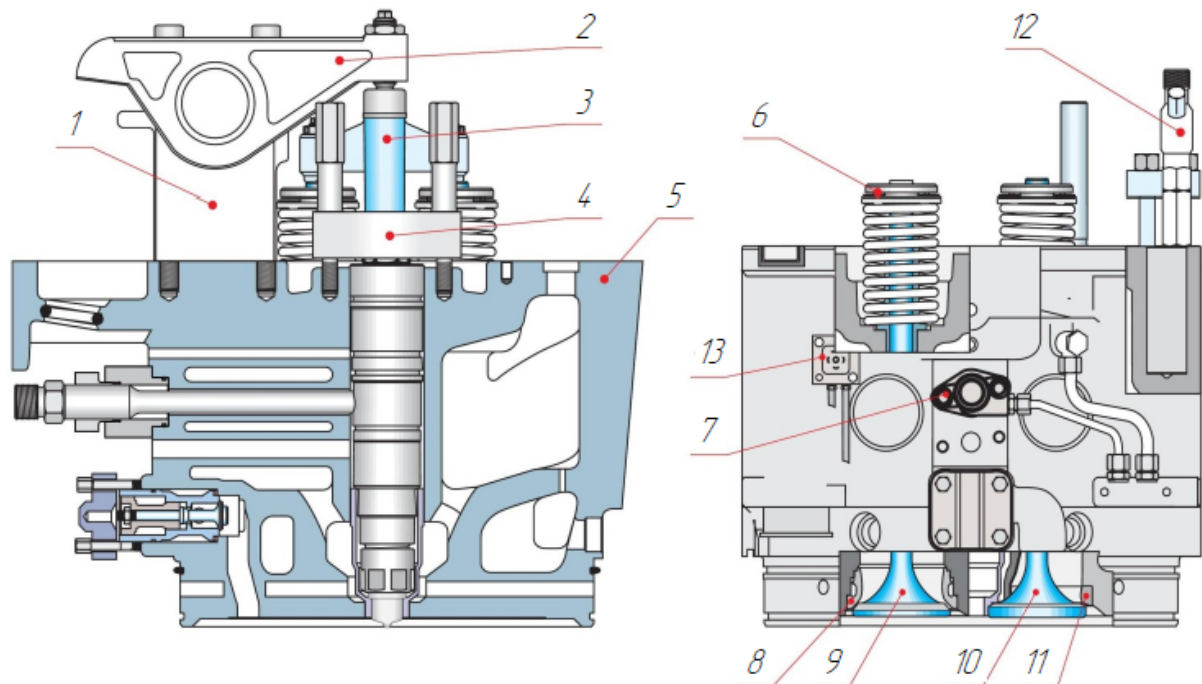


Рис. 1.8. Головка блоку циліндрів двигуна МАК 12М32С:

1 – опорна стійка; 2 – коромисло; 3 – траверса для клапанів; 4 – траверса для форсунки; 5 – корпус головки; 6 – пристрій обертаючий; 7 – гвинти; 8 – сидло випускного клапана; 9 – клапан випускний; 10 – клапан впускний; 11 – сидло впускного клапана; 12 – клапан індикаторний; 13 – датчик температури

Кожна головка блоку циліндрів оснащена двома впускними та двома випускними клапанами, центрально розташованою форсункою та індикаторним клапаном. Головки кріпляться індивідуально до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок з гайками, затягування яких виконується гідравлічним способом. Ущільнення між гільзою та головкою забезпечується металевим сальником. Канали для подачі повітря та

відведення відпрацьованих газів з'єднані з загальним мультипроводом, який приєднується до головки за допомогою шести шпильок.

Головка блоку циліндрів має традиційну конструкцію у вигляді конічної коробки, яка кріпиться чотирма шпильками. Така схема кріплення зарекомендувала себе як надійна та ефективна. Серед її переваг — не лише зручність в обслуговуванні, а й можливість реалізації конструкції з великими, правильно сформованими каналами для подачі повітря та відведення відпрацьованих газів.

Найбільш вразливі ділянки головки блоку циліндрів охолоджуються за допомогою безпосередньо просвердлених каналів, оптимізованих для рівномірного розподілу охолоджувальної води навколо клапанів та центрально розташованого паливного інжектора.

1.4 Висновок до розділу

У першому розділі кваліфікаційної роботи було детально розглянуто технічні характеристики дизельного двигуна типу 12ЧН 32/46 (модель МАК 12М32С), а також його конструктивні особливості. Проаналізовано основні вузли та деталі руху двигуна, зокрема конструкцію остова, колінчастого валу, шатунів, поршневої групи та головок блоку циліндрів.

Встановлено, що застосування шатуна зі з'єднанням у верхній частині значно полегшує технічне обслуговування і демонтаж поршня без необхідності знімання головки циліндра, що сприяє збереженню точності центрування підшипника шатунної шийки.

Поршні мають двокомпонентну конструкцію зі сталеною головкою і алюмінієвою спідницею з графітовим покриттям, що забезпечує поєднання міцності та зносостійкості. Ефективне охолодження головки поршня здійснюється за допомогою моторної оливи, що циркулює через спеціальні канали та камери, підтримуючи оптимальний температурний режим.

Головки блоку циліндрів виготовлені з чавуну з кулястим графітом, що забезпечує високу міцність і теплову стабільність матеріалу. Їх традиційна

					КРБ.142.4221.25.06.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

конструкція у вигляді конічної коробки з чотирма шпильками кріплення дозволяє реалізувати великі і правильно сформовані канали для подачі повітря і відведення відпрацьованих газів, а також забезпечує зручність обслуговування. Оптимізовані охолоджувальні канали сприяють рівномірному розподілу охолоджувальної води навколо найбільш вразливих ділянок, зокрема клапанів і паливного інжектора.

Отже, конструктивні рішення, викладені в розділі, сприяють підвищенню надійності, ефективності та довговічності двигуна МАК 12М32С в умовах тривалої морської експлуатації.

					КРБ.142.4221.25.06.01.ПЗ.	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА МАК 12М32С

2.1 Вступ

У цьому розділі розглядається моделювання робочого циклу дизельного двигуна МАК 12М32С, а також проведено перевірочний розрахунок кінематики і динаміки його рухомих частин. Моделювання робочого циклу є ключовим етапом для аналізу процесів згоряння палива, визначення параметрів температури, тиску та об'ємів у циліндрах двигуна. Це дає змогу оцінити ефективність роботи двигуна і оптимізувати його параметри для підвищення продуктивності та зниження шкідливих викидів.

Перевірочний розрахунок кінематики і динаміки забезпечує оцінку руху і силових впливів на основні механізми двигуна, що є важливим для визначення навантажень, вибору матеріалів і проектування конструктивних елементів з урахуванням експлуатаційних вимог.

Застосування цих методів моделювання дозволяє отримати повне уявлення про роботу двигуна МАК 12М32С у різних режимах і є основою для подальших досліджень та вдосконалення його конструкції.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . Визначається з урахуванням розмірів циліндра та способу утворення паливної суміші. Для розрахунків приймається значення $\varepsilon = 16$.

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

Коефіцієнт надлишку повітря α залежить від розмірів циліндра та способу утворення паливної суміші. Зі збільшенням цього коефіцієнта зменшується питома витрата палива, проте одночасно знижується середній ефективний тиск і потужність двигуна. Тому значення α підбирається методом кількох ітераційних розрахунків з урахуванням досягнення необхідної потужності та оптимальної економічності. Остаточний вибір α здійснюється, виходячи з оптимального значення середнього ефективного тиску. З урахуванням цього приймаємо $\alpha = 2,6$.

Показник адіабати для повітря $k_s = 1,46$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t,m} = 0,96$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m,ad} = 0,78$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r залежить від типу двигуна, а також від особливостей системи повітропостачання і процесів газообміну. Для розрахунків приймається значення $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точках z (ξ_z) та b (ξ_b) варіюються в широких межах і залежать від рівня технічної досконалості двигуна. Найдоцільніше визначати ці значення на основі аналізу теплового балансу двигунів, які є аналогічними за конструкцією і параметрами до проєктованого. Для розрахунків приймаємо $\xi_z = 0,94$ та $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ приймається рівною $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a варіюється в межах 5...45 К – для ДВЗ з наддувом і 10...20 К для ДВЗ без наддуву. Для розрахунків приймаємо значення $\Delta T_a = 5$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ визначається на основі експериментальних даних з урахуванням типу двигуна та особливостей системи газообміну. Для розрахунків приймаємо значення $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо рівним $\eta_m = 0,88$.

Зниження тиску у охолоджувачі наддувного повітря ΔP_{ox} пов'язане з опором, який створює пристрій на шляху повітряного потоку. Внаслідок

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		19

цього відбувається падіння тиску повітря, що проходить через охолоджувач. Для розрахунків приймається значення $\Delta P_{ox.} = 0,003$ МПа.

Температура залишкових газів T_r приймається рівною $T_r = 750$ К.

Хімічний склад палива для розрахунку приймається як паливо середнього складу з наступними масовими частками: $C = 0,866$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,130$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42716,6$ (кДж/кг).

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Приймаємо $\varphi_n = 0$.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмному середовищі MathCAD і далі наведено у вигляді роздруківки.

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 6000$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 720$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$Пк = 4.1$
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	$\xi_b = 0.95$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 5$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.88$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.78$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.003$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.97$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 750$
1.20 Масовий склад палива(кг/кг):	$C = 0.866$
	$H = 0.130$
	$S = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42716.6$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 12$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.32$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.46$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.6$
- 1.27 Показник адіабаты для повітря $k_g = 1.46$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.78$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.414$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 479.738$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 298.602$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 312.355$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.411$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.399$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.97$$

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)

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



$$b_c = 0.002508 \quad a_{vc} = 19.269$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.366$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 17.601$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 861.669$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.294$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0252$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0247$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.989$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

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

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.73857$$

$$b_z = 0.00294$$

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

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

$$a_{vb} = 19.74344$$

$$b_b = 0.002939$$

4.8 Максимальна температура згорання, К

- знаходимо з наступного рівняння:



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

$$\text{звідки: } T_z = 1730.78$$

4.9 Максимальний тиск згорання, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 23.761$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.524$$

5.2 Ступінь послідуного розширення

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

$$\delta = 10.497$$

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

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



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

$$n_2 = 1.3$$

$$T_b = 854.163$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.117$$

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.858$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.801$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.16$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.526$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.465$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.462$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1822$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 5998.794$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.02 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		26

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

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

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 11.879$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 12.183$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.393$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 671.179$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.32$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.725$$

8.7 Показник адіабаты розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.383$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{k\partial} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{k\partial} = 4.101$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\partial} - P_k}{P_{k\partial}} \quad \Delta P_k = 0.033 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,366
Показник політропи розширення n_2	1,3
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	17,601
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	23,761
Ступінь попереднього розширення ρ	1,524
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	23,76	
1,00	17,60	23,76
1,52	9,90	23,76
2,25	5,82	14,34
2,97	3,98	9,97
3,70	2,95	7,51
4,42	2,31	5,95
5,14	1,88	4,89
5,87	1,57	4,12
6,59	1,34	3,54
7,31	1,16	3,09
8,04	1,02	2,74
8,76	0,91	2,45
9,49	0,81	2,21
10,21	0,74	2,00
10,93	0,67	1,83
11,66	0,61	1,69
12,38	0,57	1,56
13,10	0,52	1,45
13,83	0,49	1,35
14,55	0,45	1,26
15,28	0,42	1,19
16,00	0,40	1,12
16,00	0,40	0,40

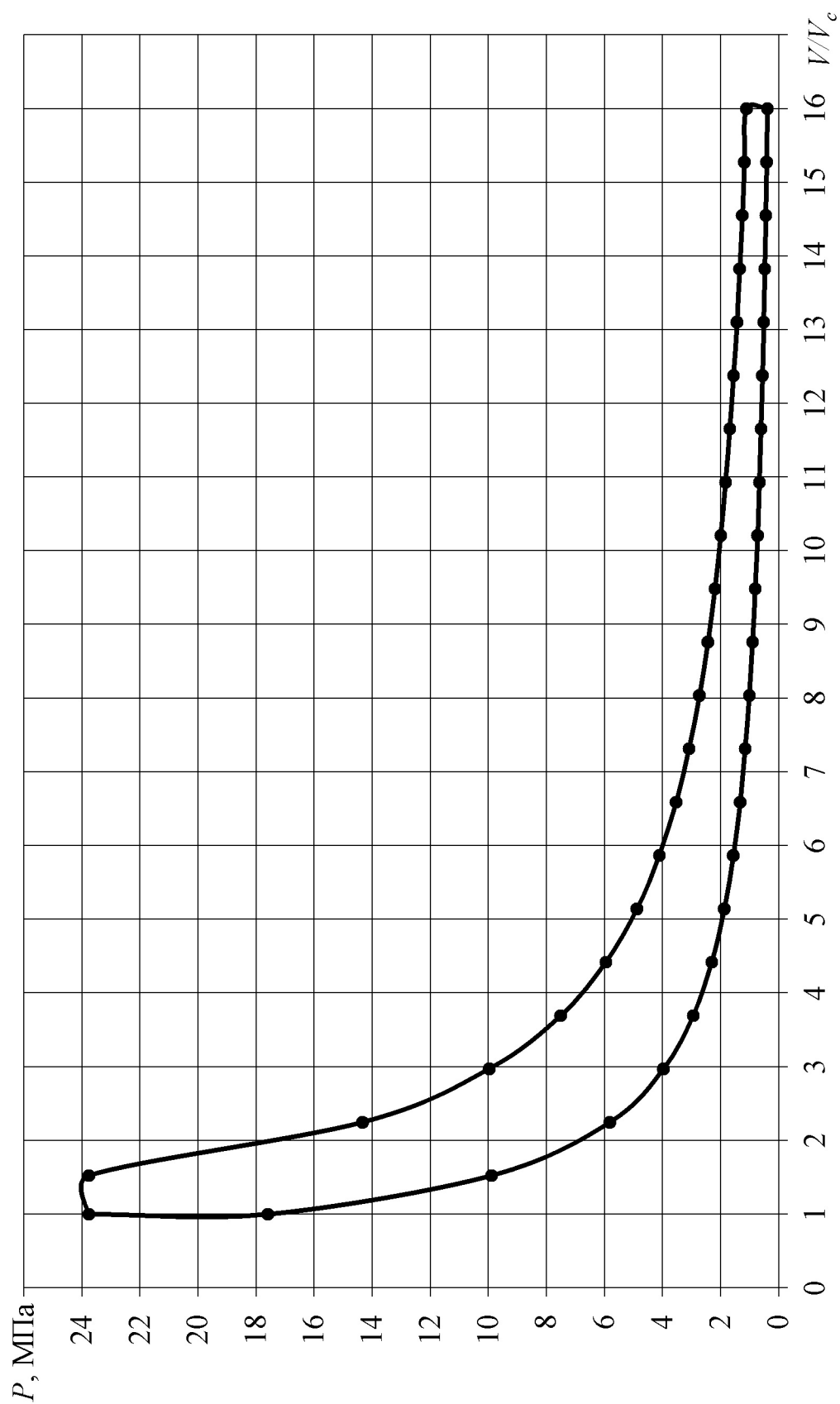


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна МАК 12М32С

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дає змогу визначити зміну шляху, швидкості, а також прискорення поршня в залежності від кута повороту колінчатого валу.

Переміщення поршня визначається за формулою

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

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,46 / 2 = 0,23$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,22$), м.

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

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

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 75,36$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

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

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

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

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1593,56
15	0,0095	5,3996	1510,56
30	0,0371	10,0549	1274,88
45	0,0800	13,5275	923,62
60	0,1340	15,7669	509,42
75	0,1941	16,9635	89,20
90	0,2553	17,3328	-287,36
105	0,3131	16,9635	-586,93
120	0,3640	15,7669	-796,78
135	0,4053	13,5275	-923,62
150	0,4355	10,0549	-987,52
165	0,4539	5,3996	-1012,83
180	0,4600	0,0000	-1018,84
195	0,4539	-5,3996	-1012,83
210	0,4355	-10,0549	-987,52
225	0,4053	-13,5275	-923,62
240	0,3640	-15,7669	-796,78
255	0,3131	-16,9635	-586,93
270	0,2553	-17,3328	-287,36
285	0,1941	-16,9635	89,20
300	0,1340	-15,7669	509,42
315	0,0800	-13,5275	923,62
330	0,0371	-10,0549	1274,88
345	0,0095	-5,3996	1510,56
360	0,0000	0,0000	1593,56

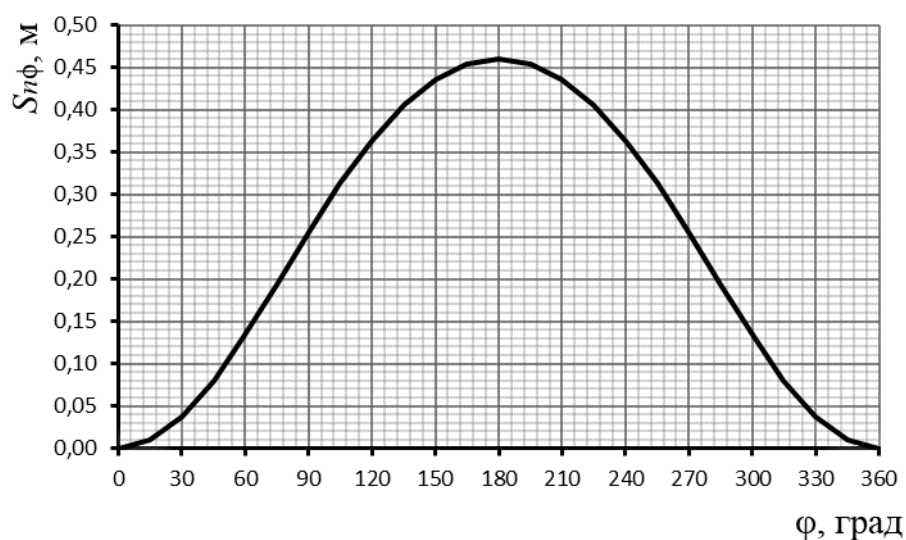


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

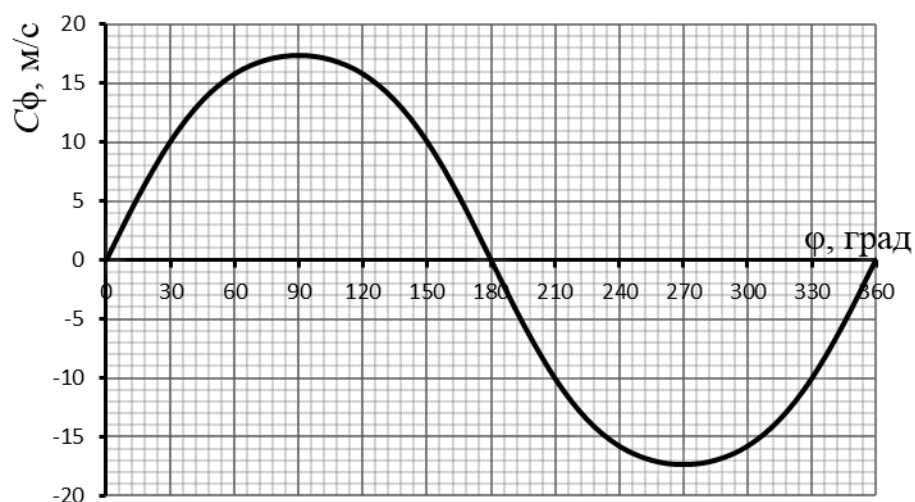


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

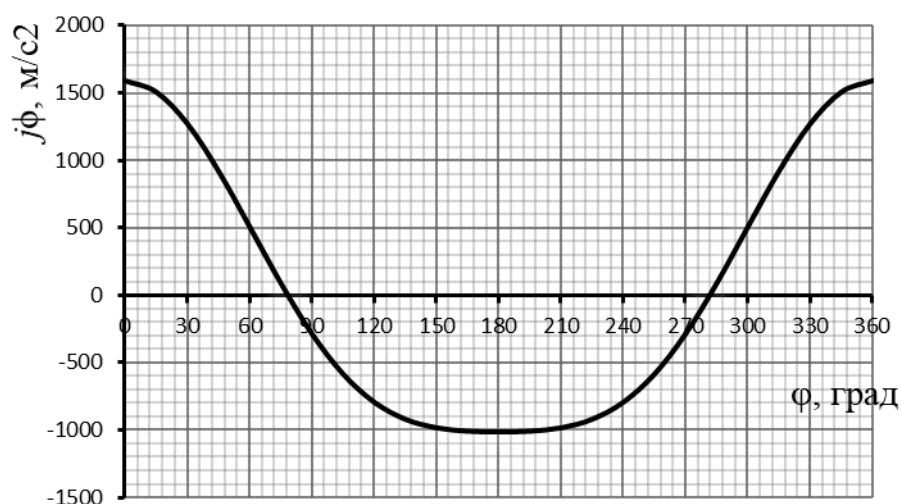


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого вала дозволяє визначити його положення в циліндрі, що є важливим для оцінки миттєвого значення тиску під час тактів стиску та розширення.

Значення швидкості поршня є важливим параметром для розрахунку впускної системи двигуна. Середню швидкість поршня використовують для визначення швидкості повітряного потоку в каналах впуску, а також для оцінки втрат тиску на місцевих опорах. Це дозволяє розрахувати тиск свіжого заряду наприкінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала є необхідною для визначення сил інерції, що виникають у результаті руху поступальних мас.

2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

Під час аналізу динамічних явищ у двигунах внутрішнього згорання насамперед розглядають сили від тиску газів P_r та сили інерції P_j . Сумарну силу, що діє на поршень, можна записати як:

$$P = P_r + P_j$$

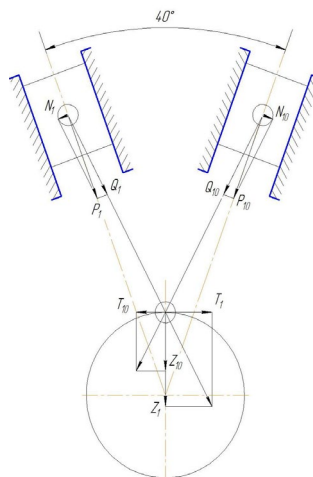


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P , прикладена до поршня, напрямлена вниз уздовж осі циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові: силу S , напрямлену вздовж осі шатуна, та сил N , перпендикулярну до осі циліндра. Бічна складова N притискає поршень до однієї зі стінок циліндра, створюючи додаткові навантаження на гільзу:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенісши силу S вздовж її лінії дії та припустивши, що вона прикладена безпосередньо до кривошипа, виконаємо повторне розкладання. При цьому одну складову T спрямуємо перпендикулярно до радіуса

кривошипа (діє як обертальний момент), а іншу складову R – уздовж радіуса (спрямована до осі обертання).

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює обертовий момент, який через колінчастий вал передається до споживача механічної енергії:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

Одночасно з цим, опори двигуна сприймають перекидаючий (реактивний) момент, що виникає внаслідок дії сил, прикладених до кривошипно-шатунного механізму

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \tan \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_{\text{кр.}}$$

Унаслідок дії перекидаючого моменту на опори двигуна в них виникає реактивний момент, що дорівнює за величиною, але протилежний за напрямком. За умовною системою відліку напрямки сил і моментів за годинниковою стрілкою вважається додатним, а у протилежному — від'ємним.

Для отримання кількісних значень сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, використовують індикаторну діаграму, яка дозволяє визначити силу газового тиску на будь-якому положенні кривошипа. Для обчислення сил інерції застосовують аналітичні залежності, зокрема — другий закон Ньютона, на основі якого розраховують інерційну силу, що діє на поршень:

$$P_j = -m_n j.$$

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Масу m_n приймають як сумарну масу всіх деталей, що разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. До них належать поршень, поршневі кільця, поршковий палець та елементи, які обмежують осьові переміщення поршневого пальця. Вважається, що маса цих деталей зосереджена вздовж осі поршневого пальця.

Шатун здійснює складний плоский рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі шатуна замінюють системою еквівалентних мас, які динамічно відповідають реальним рухам. Зазвичай таку систему складають з двох мас. Переносачи їх до осей поршневого пальця та шатунної шийки, приймають, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із кривошипом..

Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згоряння показує, що на частку маси, зосередженої на осі поршневого пальця, припадає від 0,25 до 0,33 загальної маси деталей шатунної групи, тоді як від 0,67 до 0,75 — на масу, що здійснює обертальний рух разом із кривошипом. Відповідно, сила інерції деталей, які рухаються разом із поршнем, визначається виходячи з цієї пропорції:

$$P_j = - m_n r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,220.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n114 кг

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. 2.6 і 2.7.

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4110	-2,2600	-1,8490	0,0000	-1,8490	0,0000
15	0,4110	-2,1423	-1,7313	-0,0987	-1,6467	-0,5435
30	0,4110	-1,8080	-1,3970	-0,1546	-1,1326	-0,8324
45	0,4110	-1,3099	-0,8989	-0,1416	-0,5355	-0,7357
60	0,4110	-0,7225	-0,3115	-0,0604	-0,1034	-0,2999
75	0,4110	-0,1265	0,2845	0,0619	0,0139	0,2908
90	0,4110	0,4075	0,8185	0,1846	-0,1846	0,8185
105	0,4110	0,8324	1,2434	0,2704	-0,5830	1,1310
120	0,4110	1,1300	1,5410	0,2991	-1,0295	1,1850
135	0,4110	1,3099	1,7209	0,2710	-1,4085	1,0252
150	0,4110	1,4005	1,8115	0,2005	-1,6690	0,7321
165	0,4110	1,4364	1,8474	0,1054	-1,8117	0,3764
180	0,4110	1,4449	1,8559	0,0000	-1,8559	0,0000
195	0,4059	1,4364	1,8423	-0,1051	-1,8067	-0,3753
210	0,4279	1,4005	1,8284	-0,2024	-1,6846	-0,7390
225	0,4689	1,3099	1,7788	-0,2801	-1,4559	-1,0597
240	0,5372	1,1300	1,6672	-0,3236	-1,1138	-1,2821
255	0,5486	0,8324	1,3810	-0,3003	-0,6475	-1,2562
270	0,6342	0,4075	1,0417	-0,2349	-0,2349	-1,0417
285	0,8593	-0,1265	0,7328	-0,1594	0,0357	-0,7490
300	1,3733	-0,7225	0,6509	-0,1263	0,2160	-0,6269
315	2,5505	-1,3099	1,2407	-0,1954	0,7391	-1,0154
330	5,3577	-1,8080	3,5496	-0,3928	2,8777	-2,1150
345	11,9685	-2,1423	9,8262	-0,5604	9,3464	-3,0845
360	23,2610	-2,2467	21,0143	-0,4030	20,8992	-2,2330
375	23,7610	-2,1423	21,6187	1,2330	20,5630	6,7863
390	14,6475	-1,8080	12,8395	1,4210	10,4089	7,6503
405	7,7466	-1,3099	6,4367	1,0137	3,8347	5,2682
420	4,6229	-0,7225	3,9004	0,7570	1,2946	3,7563
435	3,0847	-0,1265	2,9582	0,6433	0,1442	3,0239
450	2,2553	0,4075	2,6628	0,6005	-0,6005	2,6628
465	1,7751	0,8324	2,6074	0,5670	-1,2226	2,3718
480	1,4837	1,1300	2,6137	0,5073	-1,7462	2,0099
495	1,3036	1,3099	2,6135	0,4116	-2,1390	1,5570
510	1,1948	1,4005	2,5953	0,2872	-2,3912	1,0489
525	1,1363	1,4364	2,5727	0,1467	-2,5230	0,5241
540	1,1179	1,4449	2,5628	0,0000	-2,5628	0,0000
555	0,3930	1,4364	1,8294	-0,1043	-1,7941	-0,3727
570	0,3930	1,4005	1,7935	-0,1985	-1,6525	-0,7249
585	0,3930	1,3099	1,7029	-0,2682	-1,3937	-1,0145
600	0,3930	1,1300	1,5230	-0,2956	-1,0175	-1,1712
615	0,3930	0,8324	1,2254	-0,2665	-0,5746	-1,1147
630	0,3930	0,4075	0,8005	-0,1805	-0,1805	-0,8005
645	0,3930	-0,1265	0,2665	-0,0580	0,0130	-0,2724
660	0,3930	-0,7225	-0,3295	0,0639	-0,1094	0,3173
675	0,3930	-1,3099	-0,9169	0,1444	-0,5462	0,7504
690	0,3930	-1,8080	-1,4150	0,1566	-1,1472	0,8431
705	0,3930	-2,1423	-1,7493	0,0998	-1,6638	0,5491
720	0,3930	-2,2600	-1,8670	0,0000	-1,8670	0,0000

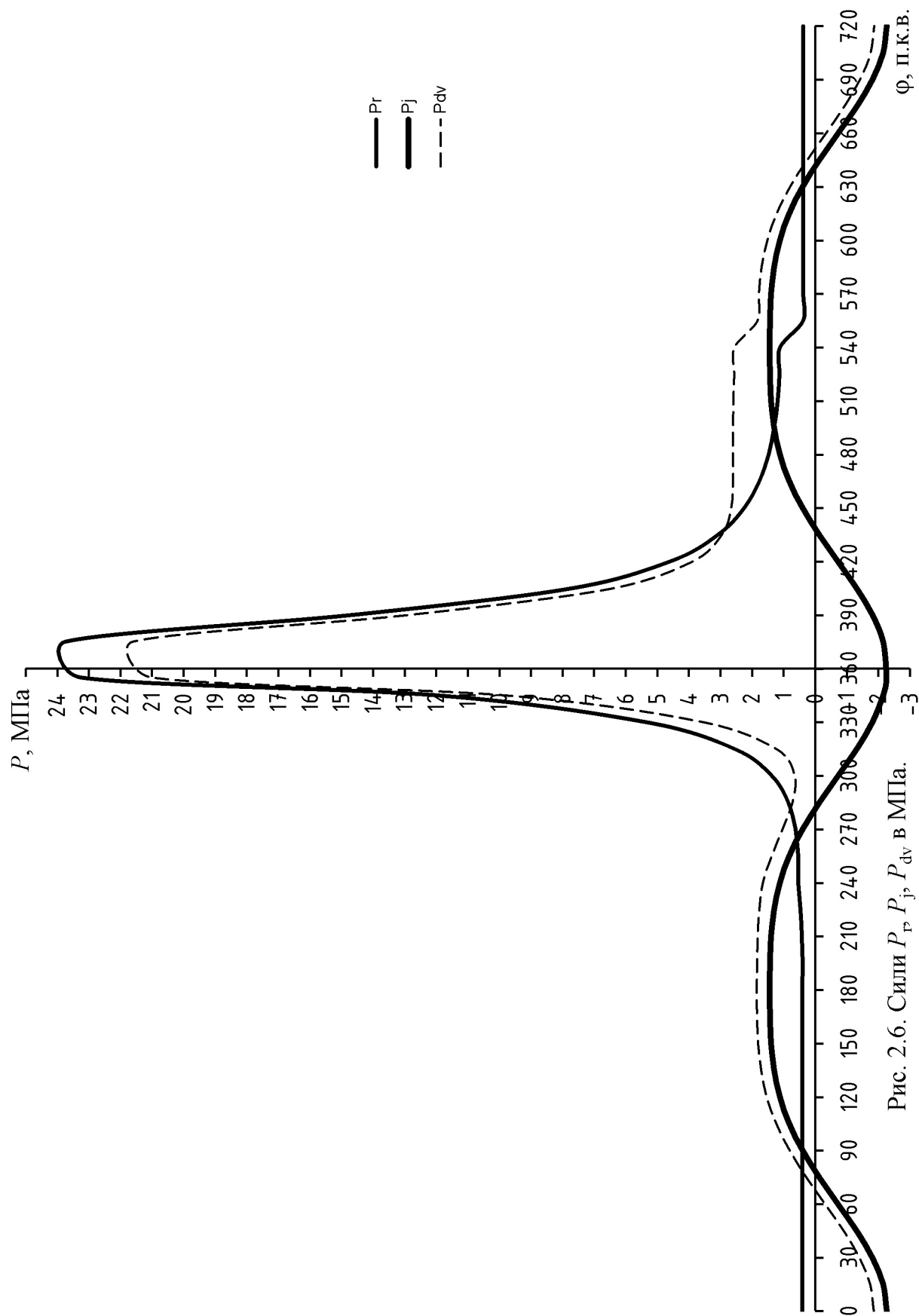


Рис. 2.6. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ , П.К.В.

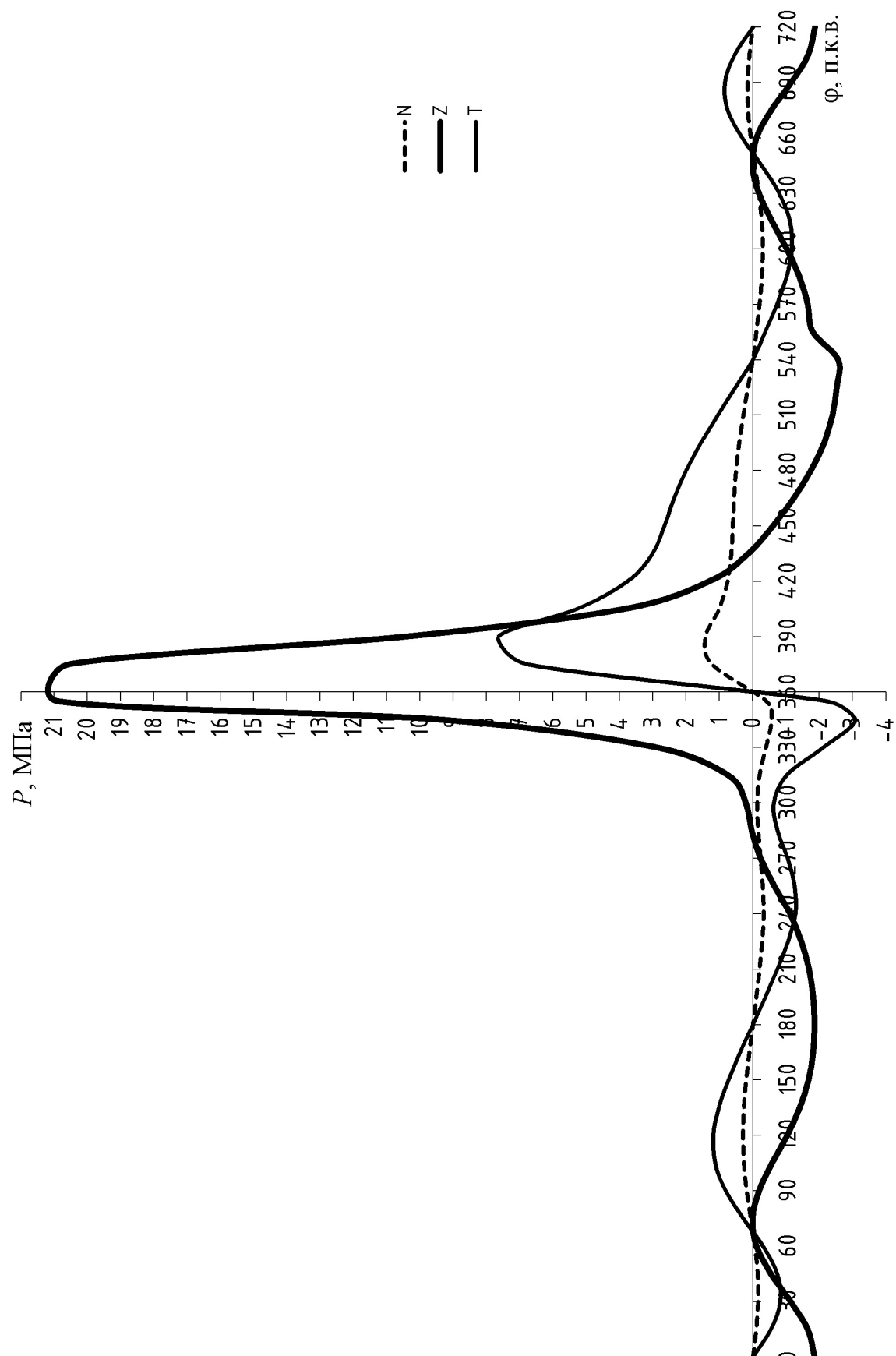


Рис. 2.7. Сили N, Z, T в МПа

2.7 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що знімають, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1 - 9 - 3 - 11 - 7 - 4 - 12 - 8 - 6 - 2 - 10 - 5.

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми,

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{zi}$$

де $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 12$ – число циліндрів.

тоді $\alpha_{\Sigma} = 45^{\circ}$.

Далі значення дотичної сили одного циліндра (останній стовпець табл. 2.4) розбиваються на 10 рівних інтервалів, що відповідають куту повороту колінчастого вала $\alpha_{\Sigma} = 45^{\circ}$. Величини дотичних зусиль для кожного інтервалу заносяться у таблицю 2 у вигляді вертикальних стовпців згідно з порядком роботи циліндрів. Отримані дані впорядковуються в табл. 2.3. На їх основі будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 2.3. Розрахунок сумарних дотичних сил

Кут повороту КВ, α													Сумарні дотичні зусилля МПа.
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0	0	0,814	-0,599	0,751	0,423	1,086	0,090	1,101	-0,830	0,626	-0,275	0,974	6,929
5	-0,211	0,794	-0,566	0,780	0,400	1,076	0,131	1,109	-0,810	0,604	-0,235	0,993	
10	-0,412	0,774	-0,533	0,808	0,377	1,066	0,172	1,116	-0,789	0,582	-0,195	1,010	6,732
15	-0,591	0,754	-0,499	0,835	0,354	1,054	0,212	1,122	-0,766	0,560	-0,155	1,027	6,656
20	-0,739	0,733	-0,463	0,861	0,330	1,042	0,252	1,127	-0,742	0,537	-0,114	1,042	6,602
25	-0,848	0,712	-0,427	0,886	0,307	1,030	0,292	1,131	-0,716	0,515	-0,074	1,057	6,589
30	-0,914	0,691	-0,390	0,910	0,283	1,016	0,332	1,133	-0,688	0,492	-0,032	1,069	6,611
35	-0,933	0,670	-0,352	0,932	0,260	1,002	0,370	1,135	-0,660	0,469	0,008	1,081	6,674
40	-0,904	0,648	-0,314	0,954	0,236	0,988	0,409	1,135	-0,630	0,446	0,049	1,092	6,781
45	-0,830	0,626	-0,275	0,974	0,213	0,973	0,447	1,135	-0,599	0,423	0,090	1,101	6,929

Табл. 2.4 заповнюється у відповідності до порядку роботи циліндрів 1 - 9 - 3 - 11 - 7 - 4 - 12 - 8 - 6 - 2 - 10 - 5.

Розрахункова величина індикаторної потужності:

$$N_{id} = \Sigma T_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{Ц} \cdot (\pi \cdot n / 30) \cdot R \cdot 10^3$$

де ΣT_{CP} – середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

$\mu_T = 0,06$ МПа /мм – масштаб діаграми;

$F_{Ц}$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²;

$R = 0,23$ м – радіус кривошипа;

$n = 720$ хв⁻¹ – частота обертання колінчатого валу.

ΣT_{CP} – знаходиться за формулою:

$$\Sigma T_{CP} = F_g / L,$$

де F_g – площа діаграми, мм²;

$L = 120$ мм – довжина діаграми.

$$F_g = F_1 + F_2 + F_3,$$

де $F_1 \dots F_3$ – ординати відповідних точок діаграми, мм;

$\mu_T = 0,06$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$$F_{Ц} = 0,785 \cdot D^2;$$

$F_{Ц} = 0,785 \cdot 0,32^2 = 0,0803$ м² – площа поперечного перерізу циліндра.

Тоді:

$$F_g = 6078,018 + 6573,444 + 5449,502 = 18100,966 \text{ мм}^2$$

$$\Sigma T_{CP} = 18100,966 / 160,26 = 112,947 \text{ мм}$$

2.8 Визначення діаметру маховика та його маси

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M,max} = \frac{60 \cdot [V_M]}{\pi \cdot n}$$

де: $[v] = 30$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика.

$$D_M = 60 \cdot 30 / (3,14 \cdot 720) = 0,796 \text{ м}$$

$$D_{M,K} = 1,7 \cdot S$$

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$D_{M.K} = 1,7 \cdot 0,46 = 0,714 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

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

де D_M – діаметр маховика;

$I_M = 11,9 \text{ кг/м}^2$ – моменту інерції маховика.

$$M_M = 4 \cdot 11,9 / 0,796^2 = 75,12 \text{ кг.}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

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

де M_M – маховий момент;

$$K_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{75,12}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,796 \cdot 7800}} = 0,062 \text{ м}$$

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

$$B = 0,25 \cdot 0,062 = 0,016 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

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

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,796 \cdot 0,016 \cdot 0,062 \cdot 7800 = 193 \text{ кг.}$$

За отриманими даними побудовано конструктивну схему маховика рис.

2.8.

					КРБ.142.4221.25.06.02.ПЗ.	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

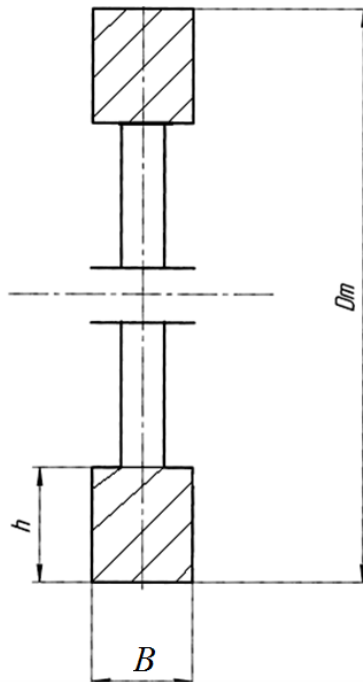


Рис. 2.8. Конструктивна схема маховика двигуна типу 12ЧН 32/46

2.9 Висновок до розділу

У даному розділі було виконано моделювання робочого циклу суднового дизельного двигуна МАК 12М32С, що дозволило оцінити основні параметри термодинамічного процесу згоряння, такі як ступінь підвищення тиску, коефіцієнт залишкових газів, температура залишкових газів та середні значення тисків і температур на окремих етапах циклу.

Також здійснено перевірочний розрахунок кінематики та динаміки кривошипно-шатунного механізму. У процесі розрахунків визначено зміну шляху, швидкості та прискорення поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу, а також оцінено сили інерції, дотичні сили, навантаження на шатун та опори двигуна. Проведено розкладання сил у характерних точках механізму, що дозволило отримати дані для побудови діаграм сумарної дотичної сили.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ НАДДУВУ ДВИГУНА МАК 12М32С

3.1 Вступ

У цьому розділі здійснюється розрахунок турбокомпресора, що використовується для наддуву суднового дизеля МАК 12М32С. Основна мета розрахунків – визначення геометричних та аеродинамічних параметрів усіх елементів проточної частини компресора, зокрема робочого колеса, направляючого апарата та дифузора.

Розрахунки виконуються з урахуванням реальних умов експлуатації двигуна та на основі теплового й газодинамічного аналізу, що дозволяє забезпечити ефективну роботу турбокомпресора при заданих параметрах наддуву. За основу береться конструкція існуючого турбокомпресора-прототипу, технічні характеристики якого наближені до умов роботи об'єкта дослідження.

Після виконання розрахунків розробляється креслення повздовжнього розрізу турбокомпресора з адаптацією базової конструкції. При цьому вносяться конструктивні зміни в ті елементи, які не відповідають вимогам до надійності, ефективності або ресурсу роботи в умовах підвищених навантажень та температур, характерних для даного типу двигуна..

3.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора

Передбачається, що на двигуні буде встановлено два однакових турбокомпресора, тому кожен з них забезпечить половину повної витрати повітря через двигун. Згідно розрахунку робочого циклу, на режимі номінальної потужності витрата повітря становила 11,879 кг/с. Тож, кожен компресор повинен забезпечити витрату на рівні 5,9 кг/с з $P_k = 4,1$. За прототип був обраний компресор типу ТК *Ishikawajima VTR 251-2* з існуючого типорозмірного ряду,

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

який було затверджено викладачем у якості взірця для подальшого проектування.

Обраний турбокомпресор може використовуватись як турбокомпресор для головних судових двигунів великих розмірів. Відповідно, зовнішній діаметр колеса компресора дорівнює 640 мм. У роботі перш за все визначається саме цей параметр конструкції, який в основному і відрізняє її від інших типорозмірів. У компресорі, що проектується, повинні змінитися розміри проточної частини та конструкції вузлів підшипників з урахуванням підвищення P_k порівняно з прототипом.

Таким чином, ціллю розділу є визначення основних розмірів конструкції відцентрового компресора з зазначеними параметрами та зміна ряду елементів його конструкції у складі турбокомпресора відповідно до зміни його параметрів порівняно з прототипними.

Розрахунковими результатами даного розділу повинні бути значення розходу повітря G , потужності двигуна N_e , середнього ефективного тиску P_e та визначення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 .

На підставі значень розрахунку G та степені підвищення тиску P_k визначається можливий прототип турбокомпресора за допомогою використання так званих полів розходів або областей застосування турбокомпресорних типорозмірних рядів. Визначивши типорозмір турбокомпресору, ми встановимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора D_2 , яке має бути оптимальним для обчислених значень розходу та степені підвищення тиску.

Згідно з вказівкою керівника за прототип конструкції обрано турбокомпресор, зображений на рис. 3.1.

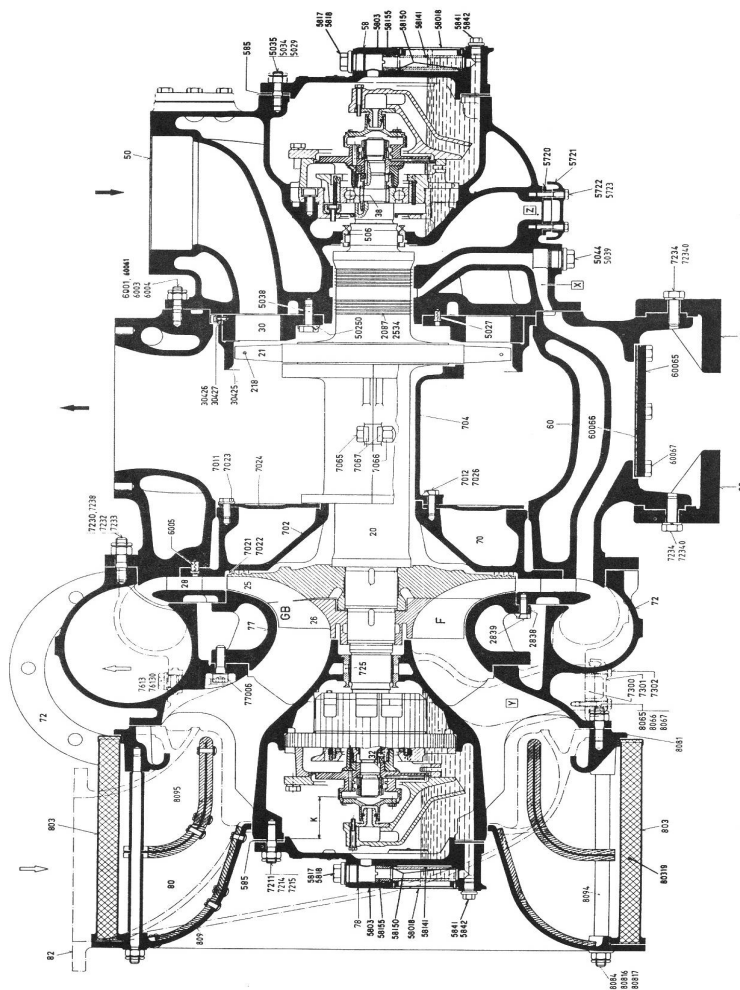


Рис. 3.1. Турбокомпресор типу ТК Ishikawajima VTR 251-2

Всі входні дані було обрано з розрахунку робочого процесу двигуна типу 12ЧН 32/46, які представлені в другому розділі дипломної роботи.

3.3 Попереднє визначення колової швидкості

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що u_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i у свою чергу, пов'язаний з ступенем підвищення тиску ступеня Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку всіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність Π_k , u_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів,

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.

Лист

47

головним чином пов'язаних з чисельними втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Саме вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора $\bar{H}_K$, який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування приблизної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

Отже, приблизне значення U_2 знайдемо з виразу:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_K}}, \text{ м/с,}$$

де: $L_{ад}$ – адіабатна робота компресорної ступені, Дж/кг;

H_K – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $H_K = 1,3$ [3, табл. 1].

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (P_K^{\frac{k-1}{k}} - 1), \text{ Дж/кг,}$$

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,41$ [3].

$$L_{ад} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot (4,1^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1) = 146577,7 \text{ Дж/кг.}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 146577,7}{1,3}} = 474,87 \text{ м/с.}$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 474,87 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 146,6 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

3.4 Розрахунок вхідної ділянки компресора

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

де: T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), К.

Приймаємо $T_a = 295 \text{ К}$;

C_1 – швидкість повітря перед колесом компресора, м/с;

C_a – швидкість повітря на вході, м/с. Не повинна перевищувати значень 30 – 40 м/с [3]. Приймаємо $C_a = 30 \text{ м/с}$;

$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}$ – ізобарна теплоємність повітря.

Величину швидкості повітря перед колесом обираємо з умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, \text{ м/с},$$

де: $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35 [3].

Приймаємо $\bar{C}_m = 0,27$

$$C_1 = 0,27 \cdot 474,87 = 128,2 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 295 - \frac{128,2^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 287,3 \text{ К}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}, \text{ Па},$$

де: P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па.

Приймаємо $P_a = 98000 \text{ Па}$;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35 – 1,39 [3]. Приймаємо $n_1 = 1,35$.

$$P_1 = 97000 \cdot \left(\frac{287,3}{295} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 88458,8 \text{ Па}.$$

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патруб-

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

ку надають форму конфузора (каналі, що звужуються вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає безпосереднього прискорення вздовж вісі патрубку. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

Таким чином після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть 287,3 К і 88,5 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4,3 рази і становитиме 128,2 м/с.

Таким чином, після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть $T_1 = 288,4$ К, $P_1 = 90,92$ кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4 рази і становитиме $C_1 = 119,4$ м/с.

3.5 Розрахунок робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, за допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу *Ishikawajima VTR 251-2* встановлено напіввідкрите колесо типу радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осьовій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right], \text{ К},$$

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08 [3]. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,05$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,35 [3]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря рахується по формулі П.К. Казанджана:

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

де: z_K – чисельність лопаток робочого колеса компресора. Обирають рівною 12...23 [3]. Приймаємо $z_K = 12$.

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м,}$$

де: D_H – зовнішній діаметр колеса компресора на вході, м.

Для визначення зовнішнього діаметра колеса компресора на вході через рівняння розходу крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду ТК з консольними колесами $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ [3].

Приймаємо $D_0 = 0,210$ м.

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м,}$$

де: f_1 – площа на вході в колесо, м^2 .

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де: ρ_1 – густина повітря перед входом в колесо, кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_1 = \frac{88458,8}{287 \cdot 287,3} = 1,0729 \text{ кг/м}^3.$$

$$f_1 = \frac{8,04}{128,2 \cdot 1,0729} = 0,0658 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,21^2 + 4 \cdot \frac{0,0658}{3,14}} = 0,3577 \text{ м.}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,21^2 + 0,3577^2}{2}} = 0,2933 \text{ м.}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,2933}{0,64} \right)^2 \right]}} = 0,8190.$$

$$T_2 = 287,3 + \frac{474,87^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8190 + 0,05) - 0,8190^2 - 0,35^2 + 0,27^2] = 401,44 \text{ К}.$$

Тиск за колесом компресора визначається за формулою:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}, \text{ Па},$$

де: n_2 – показник політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо).

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2,$$

де: η_2 – політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо). Має наступні інтервали значень: 0,82...0,92 [3]. Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,9 = 3,1.$$

$$P_2 = 88458,8 \cdot \left(\frac{401,44}{287,3} \right)^{3,1} = 249209,08 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захащення становитиме:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{ м/с},$$

де: τ_1 – коефіцієнт захащення потоку повітря на вході в ОСА.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}},$$

де: δ_1 – товщина лопаті на входів колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м [3]. Приймаємо $\delta_1 = 0,002$ м.

$\beta_{1л}$ – кут установки лопаті на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1, \text{ град.},$$

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах 30...40° [3].

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 5° [3]. Приймаємо $i_1 = 5^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град},$$

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{128,2 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,2933}\right) = 30,5^\circ.$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском [3]:

$40^\circ \geq 30,5^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1n} = 30,5 + 5 = 35,5^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,002 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,2933 \cdot \sin 35,5^\circ} = 0,978.$$

$$C_1^1 = \frac{128,2}{0,978} = 131,16 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захащення лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град},$$

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,2933}\right) = 31,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{ град},$$

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,3577}\right) = 26,3^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{ град},$$

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,21}\right) = 40,1^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{ м/с},$$

$$w_H^1 = \frac{131,16}{\sin 26,3} = 296,0 \text{ м/с}.$$

Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток, L_z , обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [3], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$ [3].

Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу у колесо. Обчислюється для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}},$$

$$\lambda_{Hw} = \frac{296,0}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 295}} = 0,94.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень $0,85 \dots 0,95$ [3]. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с},$$

де: C_{2u} – проєкція абсолютної швидкості C_2 на колову, м/с;

C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с},$$

$$C_{2u} = 0,8190 \cdot 474,87 = 388,94 \text{ м/с}.$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2, \text{ м/с},$$

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 474,87 = 166,21 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{388,94^2 + 166,21^2} = 422,97 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град.},$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{166,21}{388,94}\right) = 23,14^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}},$$

$$M_{C_2} = \frac{422,97}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 401,44}} = 1,049.$$

Ширина колеса на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м},$$

де: ρ_2 – густина повітря на виході з колеса, кг/м^3

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2},$$

$$\rho_2 = \frac{249209,08}{287 \cdot 401,44} = 2,163 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{5,9}{3,14 \cdot 2,163 \cdot 166,21 \cdot 0,64} = 0,008 \text{ м}.$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості потоку повітря та її складових на виході з колеса будуюмо трикутник швидкостей (див. рис. 5) за яким, графічним способом, визначимо відносну швидкість повітря ω_2 . Вона також може бути обчислена аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2},$$

$$w_2 = \sqrt{(474,87 - 388,94)^2 + 166,21^2} = 187,10 \text{ м/с}.$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась на 114°C і стала дорівнювати $401,44 \text{ К}$. Відбулося і збільшення тиску повітря в 2,8 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $249,2 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку по-

вітря, яка збільшилась майже в 3,3. Розраховані данні зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса компресора на вході, а також прийняті рекомендації по вибору осьової довжини та визначення кутів установки лопатки ОСА на цих діаметрах дозволить нам отримати геометрію робочого колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

3.6 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузору

З ціллю зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є дуже складним, оскільки основна маса (ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010},$$

де C_3 – швидкість потоку повітря на виході з БЛД, м/с,

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3},$$

де ρ_3 – густина повітря на виході з колеса, кг/м³;

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [10]. $D_3 = 0,72$ м;

b_3 – ширина БЛД на виході, м;

$$b_3 = y b_2,$$

де $y = 0,72 \dots 0,80$ [10]. Приймаємо $y = 0,80$.

$$b_3 = 0,80 \cdot 0,011 = 0,009 \text{ (м)}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3},$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}},$$

де n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1},$$

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3,$$

де η_3 – політропний ККД на ділянці 3. Лежить в межах від 0,6 до 0,8 [10].

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8,$$

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57,$$

$$P_3 = 249209,08 \cdot \left(\frac{428,31}{401,44} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 297831,73 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{297831,73}{287 \cdot 428,31} = 2,423 \text{ кг/м}^3,$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град},$$

де: $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі значень від 0,075 до 0,01 [3].

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$.

R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора і БЛД відповідно, м.

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,013 \cdot 2,163}{0,009 \cdot 2,423} \cdot \left\{ \operatorname{tg} 23,14 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 23,14} \cdot \frac{0,01}{0,009} \cdot (0,36 - 0,32) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{1,049^2}{2} \left(1 - \frac{0,32}{0,36} \right) \right] \right\} \right] = 27,81^\circ$$

$$C_3 = \frac{5,9}{3,14 \cdot 2,423 \cdot \sin 27,81^\circ \cdot 0,72 \cdot 0,010} = 353,41 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 401,44 + \frac{422,97^2 - 353,41^2}{2 \cdot 1005} = 428,31 \text{ К}.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}},$$

$$M_{C_3} = \frac{353,41}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 428,31}} = 0,85.$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,8...0,85 [3]. Умова виконується. Схема меридіанного перерізу БЛД представлена на рис. 3.2.

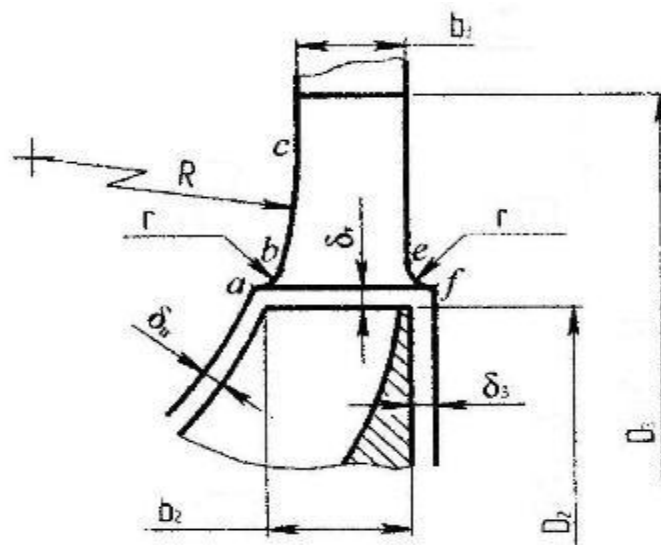


Рис. 3.2. Схема меридіанного перерізу БЛД

3.7 Розрахунок лопаткового дифузору

Лопатковий дифузор (ЛД) встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну. Лопатки ЛД скеровують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом виходу для дифузора таких самих розмірів, але без лопаток. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно зі шляхом у БЛД та-

кої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує допустимих меж, до того ж наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно зростати порівняно з довжиною руху у дифузорі з лопатками, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані. Оптимізація пов'язана з вибором кількості лопаток z_d , кутами установки лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношення діаметрів D_4/D_2 та співвідношення ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій [10] та урахування параметрів повітря за дифузором. Взагалі оптимальний дифузор повинен забезпечити швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинен бути незначно більшим, ніж заданий тиск на виході з компресора.

Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору обчислюється за формулою:

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}},$$

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_4 = 1,04$ м;

b_4 – ширина дифузору на виході, м

α_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

n_4 – показник політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД).

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m,$$

де: δ_m – оптимальне значення кута розкриття дифузору. $\delta_m = 6 \dots 12^\circ$ [3].

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,009 + \frac{1,04 - 0,72}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,027 \text{ м},$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}\right), \text{ град}$$

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05 \dots 1,07$ [3]. Приймаємо $k_\alpha = 1,05$

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град},$$

де: $\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки ЛД на вході, град

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД, град. $\Delta\alpha = 12 \dots 18^\circ$ [3]. Приймаємо $\Delta\alpha = 16^\circ$.

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0 \dots 5^\circ$ [3]. Приймаємо $i_3 = 2^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 27,81^\circ + 2^\circ = 29,81^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 29,81^\circ + 16^\circ = 45,81^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,81^\circ}{1,05}\right) = 36,92^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1,$$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4,$$

де: η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД. Лежить в межах від 0,7 до 0,85 [3].

Приймаємо $\eta_4 = 0,85$.

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92,$$

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92 ,$$

$$C_4 = 353,41 \cdot \frac{0,009 \cdot 0,72 \cdot \sin 27,81^\circ}{0,027 \cdot 1,04 \cdot \sin 36,92^\circ} \cdot \left(\frac{428,31}{488,94} \right)^{1,92} = 55,01 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{D_3 \cdot Z_{\text{Д}}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{\text{CP}} \right), \text{ град},$$

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

$z_{\text{Д}}$ – число лопаток дифузору. Звичайно лежить в межах 13...35 [3]. Приймаємо $z_{\text{Д}} = 35$;

f – дифузорність ЛД;

α_{CP} – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}},$$

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [3].

Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,008 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,72 \cdot \sin 29,81^\circ} = 0,751;$$

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3},$$

де: τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4л}},$$

де: δ_4 – товщина лопаті ЛД на виході, м. Лежить в межах від 0,3 до 2 мм [3].

Приймаємо $\delta_4 = 0,002$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,002 \cdot 35}{3,14 \cdot 1,04 \cdot \sin 45,81^\circ} = 0,970;$$

$$f = \frac{1,04 \cdot 0,027 \cdot 1,05 \cdot 0,970 \cdot \sin 36,92^\circ}{\sin 27,81^\circ \cdot 0,72 \cdot 0,010} = 5,07 ;$$

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4л} + \alpha_{3л}}{2}, \text{ град},$$

$$\alpha_{CP} = \frac{45,81^\circ + 29,81^\circ}{2} = 37,81^\circ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,009 \cdot 0,751 \cdot \sin 29,81^\circ}{0,72 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,14-1}}{\frac{1,04}{0,72} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 37,81^\circ \right) = 7,77^\circ$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [3]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

$$T_4 = 428,31 + \frac{353,41^2 - 55,01^2}{2 \cdot 1005} = 488,94, \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}, \text{ Па},$$

$$P_4 = 297831,73 \cdot \left(\frac{488,94}{428,31} \right)^{2,92} = 408581,51 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [3].

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O, \text{ Па};$$

$$P_K = 4,1 \cdot 100000 = 410000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{410000 - 408581,51}{410000} \right| = 0,003 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

$$R_L = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4Л} - D_3 \cdot \cos a_{3Л})}, \text{ м},$$

$$R_L = \frac{1,04^2 - 0,72^2}{4 \cdot (1,04 \cdot \cos 45,81^\circ - 0,72 \cdot \cos 29,81^\circ)} = 1,405 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

$$R_{II} = \sqrt{R_{II}^2 + R_3^2 - R_{II} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3,II}}, \text{ м},$$

$$R_{II} = \sqrt{1,405^2 + 0,36^2 - 1,405 \cdot 0,72 \cdot \cos 29,81^\circ} = 1,107 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_4 = \frac{408581,51}{287 \cdot 488,94} = 3,125 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{1,04}{0,64} = 1,63.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,027}{0,009} = 3,0.$$

Таким чином, розраховані значення кутів установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаткового дифузора, а також підібрані значення співвідношень діаметру колеса та виходу з ЛД і ширин входу та виходу у меридіанному перетині задовольняють умовам досягнення максимального можливого тиску за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД на розрахунковому режимі, а також оптимальним параметрам міжлопаткових каналів.

Тож, після проходження потоку повітря через лопатковий дифузор його швидкість знизиться і становитиме 55,01 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 408,6 кПа.

3.8 Розрахунок повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитки або закону зміни перетину камери від кута охоплення колеса θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки приблизно забезпечується середня розхідна швидкість потоку, яка дорівнює середній швидкості на виході з перетину на її виході. Визначаючи швидкість у цьому перетині, планують можливість або неможливість зміни параметрів в завитці. Якщо швидкість на виході з завитки буде приблизно дорівнювати швидкості на виході з попередньої ділянки, то вона працюватиме просто як повітрозбірник. Такий режим є найбільш бажаним, бо ККД завитки як перетворювача енергії дуже малий.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A,$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Звичайно

$A = 0,5 \dots 0,99$ [10]. Обираємо $A=0,98$:

$$C_5 = 55,01 \cdot 0,98 = 53,91 \text{ м/с (м/с)}.$$

Швидкість повітря в завитці вважається приблизно постійною, коли виконується наступна умова [10]:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03,$$

$$\left| \frac{53,91 - 55,01}{55,01} \right| = 0,02 \leq 0,03.$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник. ККД завитки, як повітрозбірника, дорівнює 0, за умов однакових швидкостей на вході та виході з ділянки.

У випадку постійної швидкості, тиск повітря за завиткою обчислюється за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}},$$

$$P_5 = 408581,51 e^{-0,2 \frac{55,01^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 488,94}} = 407636,64 \text{ (Па)}.$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора за рекомендованим допуском [10].

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

$$\left| \frac{410000 - 407636,64}{410000} \right| = 0,006 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці, його температура на виході залишається приблизно такою ж, як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p},$$

$$T_5 = 488,94 + \frac{55,01^2 - 53,91^2}{2 \cdot 1005} = 489,0 \text{ (K)}.$$

Таким чином, спроектована завитка має приблизно однакову на вході і виході середньовитратну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишатиметься незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становитиме 407,6 кПа. Спіралеподібний профіль завитки забезпечує приблизно постійну швидкість потоку в усіх точках по колу колеса. Це максимально зменшує радіальне зусилля на колесі від впливу тиску повітря і зменшує втрати енергії при русі повітря через завитку.

3.9 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Ціллю даного розділу є встановлення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску повітря і порівняння цього ККД з довідковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_a},$$

$$\eta_{AD} = \frac{295 \cdot \left[\left(\frac{407636,64}{97000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{489,0 - 295} = 0,788,$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора такого ж типорозміру і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [2].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000},$$

$$N_K = \frac{5,9 \cdot 146577,7}{0,788 \cdot 1000} = 1097,5 \text{ кВт}$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень Π_K на сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах від 0,15 до 0,25 від потужності двигуна.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{тк} = \frac{60U_2}{\pi D_2},$$

$$n_{тк} = \frac{60 \cdot 474,87}{3,14 \cdot 0,64} = 14171 \text{ об/хвил.}$$

Таким чином, повний розрахунок компресорного ступеня дозволяє зробити наступний перелік його основних параметрів:

- степінь підвищення тиску $\Pi_K = P_K/P_0 = 4,07$ (задано 4,1);
- витрата повітря $G = 5,9$ кг/с (згідно розрахунку);
- адіабатний ККД $\eta_{ад} = 0,788$ (припустимий для цього типорозміру);
- швидкість повітря на вході 30 м/с (допустимо з урахуванням можливого рівня шуму на всмоктуванні);
- швидкість повітря на виході 53,91 м/с;

– оберти ротора $n = 14171$ об/хв.;

Зроблені розрахунки свідчать, що два однакових спроектованих компресора, встановлених паралельно для кожного розвалу блока циліндру, мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна типу 12ЧН 32/46 потужністю 6000 кВт.

3.10 Опис спроектованого компресора

Спроектований турбокомпресор маркується як ТК64 так як, він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

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

Остов турбокомпресора ТК64 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 2 (рис. 3.3), газовідвідний корпус 13 та корпус турбіни 15.

Корпус компресора 2 слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки, які утворюються деталями корпусу компресора 5, 6, 7 та 8. Крім того в ньому є порожнина 5 для розміщення та закріплення опорно-упорних підшипників. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус 13 слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні. Також він обладнаний порожнинами для охолодження водою 11.

Корпус турбіни 15 слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни 14, а також газоприйомна завитка, до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

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

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейнів у нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу 10 та приєднаних до нього коліс компресора 1 та турбіни 12. Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13.

Колесо компресора 1 з'єднується з валом 10 за допомогою шпоночного з'єднання. 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 численні гребінці. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Ще один гребінець відносно великої товщини використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 12 осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. Лопатки колеса з'єднані з диском за допомогою замків, які дозволяють замінювати окремі лопатки, якщо вони будуть пошкоджені.

У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники кочення, які розташовані у спеціальних елементах корпусів 5 та 16. Один з підшипників є опорним 18, два інші – опорно-упорними 20. До підшипників через канали 4 та 17 підводиться масло, яке після змащення відводиться назад до картерів 5 та 16.

Опорно-упорні підшипники 20 розташовані в передній частині турбокомпресора з сторони компресора.

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

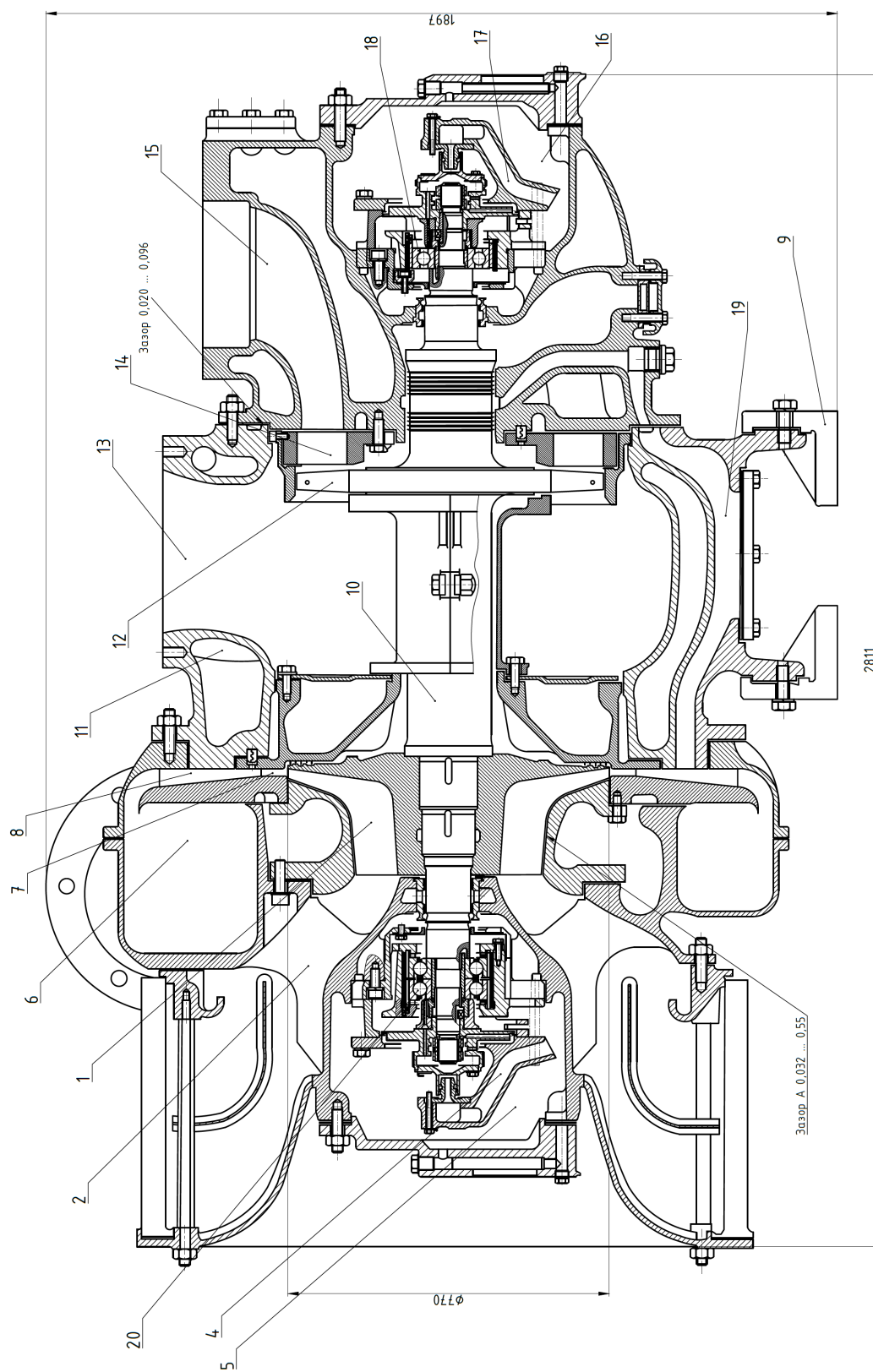


Рис. 3.3. Спроектований турбокомпресор ТК64

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.

Лист

69

Опорний підшипник 18 розташовується зі сторони турбінної частини турбокомпресора.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з подвійного кільця типу поршневого (контактного) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень, утворених гребінцями, що вальцюють у канавки ротора.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене подвійним кільцем і групою лабіринтів, подібно описаному ущільненню з боку компресора. До безконтактного ущільнення підводиться стисле повітря з компресорної завитки по трубопроводу. Воно запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диску колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тиском, яка утворюється за цим ущільненням біля ротору. Зовнішній діаметр цієї зони приблизно дорівнює діаметру входу в колесо, де також має місце знижений тиск. Для створення низького тиску в відокремленій зоні вона з'єднується через спеціальний канал (на кресленні не показаний) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр зазначеної зони та тиск в ній підбирають таким чином, щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування компресора, так і з протилежного боку.

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

Система змащення. Масло до підшипників підводиться через канали з масляних картерів порожнин для підшипників. Підвід масла до підшипників організовується встановленням на вал ротору турбокомпресору крильчатки, за допомогою якої масло під тиском потрапляє на підшипники.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження.

3.11 Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили доцільність та технічну можливість застосування двох турбокомпресорів типу ТК64 для наддуву суднового дизельного двигуна типу 12ЧН 32/46 (МАК 12М32С). В ході роботи були визначені основні конструктивні параметри турбокомпресора, включно з геометричними розмірами основних елементів проточної частини. Допустимі конструктивні відхилення, виявлені під час розрахунку, не мають істотного впливу на працездатність і ефективність компресора, тому можуть бути враховані на етапі компоновки та остаточного конструювання.

Спроектований відцентровий компресор характеризується ступенем підвищення тиску $P_k = 4,07$ при ККД $\eta_{ад} = 0,788$ що відповідає нормативним значенням для компресорів цього типу. Розрахункова витрата повітря становить $G = 5,9$ кг/с. При температурі навколишнього середовища $T_0 = 293$ К (тобто $+20$ °С) температура повітря на виході з компресора сягає $T_k = 489,0$ К (що відповідає приблизно $216,0$ °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить $1097,5$ кВт, а частота обертання ротора дорівнює $1417,1$ хв⁻¹. Отримані параметри підтверджують відповідність розробленої конструкції технічним вимогам і дозволяють застосовувати дану модель турбокомпресора в складі наддувної системи дизеля МАК 12М32С.

					КРБ.142.4221.25.06.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Вступ

Ефективна організація охорони праці є необхідною умовою безпечної експлуатації суднового дизельного двигуна, зокрема під час його технічного обслуговування, діагностики, ремонту та випробувань. Роботи з обслуговування головної силової установки судна пов'язані з підвищеною небезпекою через наявність високих температур, тисків, обертових частин, систем високого тиску та значних масогабаритних елементів.

У цьому розділі розглянуто організаційні та технічні заходи, спрямовані на забезпечення безпечних умов праці обслуговуючого персоналу. Зокрема, проаналізовано основні шкідливі та небезпечні фактори, які виникають у машинному відділенні судна під час експлуатації дизеля МАК 12М32С, а також наведено рекомендації щодо засобів індивідуального захисту, безпечної організації робочого простору, вентиляції, освітлення та дотримання інструкцій з охорони праці.

Особлива увага приділяється дотриманню нормативних документів і стандартів з охорони праці у морській галузі, що мають на меті мінімізувати ризики для персоналу та забезпечити безперервну роботу енергетичного устаткування судна.

4.2 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів при експлуатації суднового двигуна

Експлуатація судових дизельних двигунів, зокрема таких потужних агрегатів, як МАК 12М32С, супроводжується дією цілого комплексу шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які створюють потенційний ризик для здоров'я та життя обслуговуючого персоналу. Знання та розуміння цих факторів є обов'язковими для розроблення та впровадження ефективних заходів охорони праці на морських судах.

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

Фізичні фактори

Підвищений рівень шуму та вібрації. Робота дизеля супроводжується інтенсивними механічними коливаннями та шумовими навантаженнями, які можуть перевищувати допустимі санітарні норми (більше 85 дБА). Тривалий вплив шуму негативно впливає на слуховий апарат, нервову систему і викликає втому.

Підвищена температура. У машинному відділенні через роботу двигуна температура може досягати 45–55 °С, особливо в тропічних широтах. Робота в такому мікрокліматі викликає теплове навантаження на організм.

Інтенсивне освітлення або його недостатність. Нерівномірне освітлення робочих місць ускладнює візуальний контроль за обладнанням і створює ризики при виконанні точних операцій.

Обертіві й рухомі частини механізмів. Відкриті вали, муфти, шківни, а також рухомі частини приводів є джерелом механічного травмування персоналу.

Хімічні фактори

Вплив продуктів згоряння. Під час роботи двигуна виділяються шкідливі гази (оксиди азоту, чадний газ, вуглекислий газ, сірчистий ангідрид), які в разі витoku або порушення герметичності систем можуть потрапляти до машинного відділення.

Контакт із мастильними матеріалами, паливом та хладагентами. При обслуговуванні та ремонті двигуна можливе потрапляння палива (мазуту), моторної оливи, антифризу на шкіру або слизові оболонки, що може спричинити алергічні реакції, подразнення або інтоксикацію.

Утворення аерозолів і парів. Під час роботи систем високого тиску можливе утворення масляних туманів і пари, що становлять небезпеку для органів дихання.

Механічні фактори

Травмонебезпека під час обслуговування. При демонтажі важких вузлів (наприклад, поршня, головки блоку) існує ризик травм від падіння важких

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

деталей, інструментів, а також від нещільного закріплення підйомного обладнання.

Гострі кромки та обтічні поверхні. На деталях і трубопроводах можуть бути задирки, гострі краї, що створює ризик порізів та проколів.

Пожежо-небезпечні фактори

Висока температура поверхонь. Гарячі частини двигуна, зокрема випускний колектор і турбіна, можуть бути джерелами займання у разі витоку палива або масла.

Наявність горючих матеріалів. Використання мазуту, дизельного палива та мастил створює умови для пожежі в разі порушення герметичності трубопроводів або збоїв у системі охолодження.

Психофізіологічні фактори

Навантаження на увагу і зорово-рухову координацію. Під час роботи з контрольно-вимірювальними приладами або в умовах аварійної ситуації працівник перебуває в стані підвищеної психічної напруги.

Монотонність роботи. Тривала робота в обмеженому просторі машинного відділення сприяє швидкому фізичному і психічному виснаженню, що знижує загальну безпеку праці.

Загалом, експлуатація суднового дизеля супроводжується поєднанням кількох небезпечних факторів, які можуть діяти одночасно. Це вимагає від обслуговуючого персоналу дотримання технологічної дисципліни, використання засобів індивідуального захисту, проходження інструктажів з охорони праці та вжиття відповідних заходів із боку судновласника для забезпечення безпечного робочого середовища.

4.3 Вимоги до виробничого середовища у машинному відділенні

Умови праці обслуговуючого персоналу в машинному відділенні судна є надзвичайно складними, оскільки працівники тривалий час перебувають у замкнутому просторі з високим рівнем фізичних, хімічних і шумових навантажень. Для забезпечення безпечної експлуатації суднового двигуна та захи-

сту здоров'я працівників, виробниче середовище має відповідати суворим нормам і вимогам з охорони праці. Основними параметрами, що підлягають контролю і регламентуванню, є рівень освітлення, ефективність вентиляції, мікрокліматичні умови та рівень шуму.

Освітлення машинного відділення повинно забезпечувати достатню видимість для безпечного пересування персоналу, а також для проведення технічного обслуговування, контролю і ремонту агрегатів та систем двигуна. Відповідно до норм, освітленість основних робочих місць повинна становити не менше 200 лк. Система освітлення має включати як загальне, так і локальне освітлення – останнє особливо важливе при роботі з приладами, з'єднаннями, елементами двигуна в зоні з обмеженим доступом. Лампи мають бути розміщені таким чином, щоб уникнути сліпучого ефекту та тіней, які можуть спотворювати зорове сприйняття деталей.

Вентиляція машинного відділення відіграє критично важливу роль у підтриманні допустимих умов мікроклімату і видаленні шкідливих речовин із повітряного середовища. Вентиляційна система повинна забезпечувати подачу свіжого повітря у кількості, що відповідає кратності обміну повітря не менше 7...10 разів на годину. Вона має ефективно видаляти надлишкове тепло, вологу, пари палива, масла та інші шкідливі гази. Особливу увагу приділяють зональному вентиляванню – наприклад, у місцях розташування турбокомпресора, мастильної апаратури чи паливної системи. При проєктуванні та обслуговуванні вентиляції слід уникати застійних зон, де можливе скупчення шкідливих речовин.

Мікроклімат у машинному відділенні визначається температурою, вологістю та швидкістю руху повітря. Допустимі параметри мікроклімату мають бути в межах, що не викликають перегрівання організму працівника, особливо у спекотний період. Оптимальним вважається температурний режим 20...26 °С, відносна вологість — 40...60 %, швидкість руху повітря — не більше 0,5 м/с. У тропічних широтах температура в машинному відділенні може перевищувати ці значення, тому потрібні додаткові заходи: посилена

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

вентиляція, індивідуальні засоби теплового захисту, встановлення теплоізоляційних покриттів на гарячі поверхні. Забезпечення комфортного мікроклімату знижує стомлюваність та підвищує точність і безпеку виконання робіт.

Шумове навантаження є одним з найбільш значущих негативних факторів у машинному відділенні. Рівень шуму під час роботи основного двигуна, турбокомпресорів, генераторів і допоміжних механізмів може досягати 100...110 дБА, що перевищує гранично допустимі рівні для тривалого перебування людини. Надмірний шум погіршує слух, викликає підвищену стомлюваність, знижує увагу та викликає стрес. Для зменшення впливу шуму застосовують звукопоглинальні матеріали в обшивці машинного відділення, встановлюють шумоглушники на повітропроводи та вихлопні системи, а також використовують засоби індивідуального захисту – протишумові навушники або вкладиші. Рівень шуму на робочих місцях має бути знижений до рівня не вище 85 дБА для забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу.

Загалом, дотримання вимог до виробничого середовища в машинному відділенні – це ключовий елемент системи охорони праці, що сприяє не лише збереженню здоров'я працівників, а й забезпеченню надійної експлуатації суднового дизельного двигуна.

4.4 Організація безпечного технічного обслуговування та ремонту суднового двигуна

Забезпечення безпеки під час технічного обслуговування та ремонту суднового дизельного двигуна є критично важливим аспектом організації охорони праці на морському транспорті. Високий рівень потенційної небезпеки в машинному відділенні, пов'язаний з наявністю обертових частин, гарячих поверхонь, підвищених температур, високого тиску в системах, великої маси агрегатів і використанням паливно-мастильних матеріалів, вимагає ретельно організованих процедур обслуговування з урахуванням усіх факторів ризику.

Перш за все, перед початком будь-яких робіт з технічного обслугову-

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

вання або ремонту, необхідно провести попередню підготовку, яка включає ознайомлення персоналу з характером завдання, потенційними небезпеками, а також перевірку стану засобів індивідуального та колективного захисту. Обов'язковим є проведення інструктажу з охорони праці, а у разі виконання небезпечних робіт – оформлення наряду-допуску з переліком заходів безпеки.

Двигун перед початком робіт має бути повністю зупинений, охолоджений, звільнений від залишкового тиску та електрично ізольований. Має бути здійснене блокування пускових систем із вивішуванням попереджувальних табличок типу «Не вмикати – працюють люди». Забороняється проводити ремонтні роботи в умовах, коли не забезпечено повне знеструмлення й герметизацію систем.

Особливу увагу слід приділяти роботі з важкими деталями двигуна, такими як поршні, головки циліндрів, шатуни та маховик. При їх демонтажі та монтажі необхідно використовувати справні вантажопідйомні механізми (талі, крани, стропи), що мають відповідні сертифікати придатності. Забороняється виконання робіт без попередньої перевірки вантажопідйомного обладнання та закріплення вантажу. Роботи мають виконуватись під керівництвом старшого механіка або іншої відповідальної особи.

При розбиранні вузлів двигуна особливої обережності вимагає робота з системами високого тиску – паливною, масляною та охолоджувальною. Після зупинки двигуна слід обов'язково стравити залишковий тиск із трубопроводів і насосів, щоб уникнути розбризкування гарячої рідини або пального. Для запобігання опікам та ураженням очей персонал зобов'язаний використовувати захисні окуляри, рукавиці, спецодяг, а під час зливу рідин — спеціальні ємності й воронки.

Важливим є також контроль мікроклімату в зоні проведення робіт. При високій температурі в машинному відділенні тривале перебування персоналу має регламентуватись чергуванням з періодами відпочинку в кондиціонованих приміщеннях. Відкрите полум'я або іскроутворення під час ремонту дви-

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

гуна суворо заборонені без відповідного наряду на вогневі роботи та повної перевірки пожежної безпеки.

Організація робіт повинна виключати присутність сторонніх осіб у зоні обслуговування. Для цього робочі зони маркуються стрічками або знаками безпеки, а небезпечні ділянки закриваються спеціальними огороженнями. Освітлення під час робіт має бути достатнім, щоб уникнути помилок і травм через погану видимість.

Після завершення технічного обслуговування чи ремонту виконується перевірка зібраних вузлів, з'єднань, герметичності систем, а також контрольний пуск двигуна за участю інженерно-технічного персоналу. Пускові операції мають виконуватись за спеціальною інструкцією, з дотриманням черговості включення систем та контролю параметрів на приладах.

Таким чином, організація безпечного технічного обслуговування та ремонту суднового двигуна передбачає комплексну взаємодію інженерного супроводу, кваліфікованого персоналу, технічної документації та системи управління охороною праці. Відповідальне ставлення до кожного етапу робіт – від планування до здачі в експлуатацію – є запорукою збереження життя, здоров'я та безперебійної роботи суднової енергетичної установки.

4.5 Інструктажі, навчання та перевірка знань з охорони праці

Одним із ключових елементів системи управління охороною праці під час експлуатації суднових енергетичних установок є своєчасне проведення інструктажів, професійне навчання працівників та об'єктивна перевірка їх знань із питань безпеки. На флоті, де умови праці є підвищено небезпечними, ці заходи мають особливе значення — вони спрямовані на профілактику виробничого травматизму, зниження аварійності та забезпечення безперебійної роботи суднового обладнання.

Інструктажі з охорони праці поділяються на вступний, первинний, повторний, позаплановий і цільовий.

Вступний інструктаж проводиться з усіма новоприбулими членами екі-

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

пажу, а також особами, що тимчасово перебувають на судні (стажери, практиканти, відряджені фахівці), незалежно від їхнього стажу та кваліфікації. Його проводить інженер (або особа, відповідальна за охорону праці) до початку виконання будь-яких робіт.

Первинний інструктаж проводиться безпосередньо на робочому місці перед початком самостійного виконання обов'язків. Він включає ознайомлення з особливостями суднового обладнання, маршрутами евакуації, засобами індивідуального захисту, інструкціями безпеки для конкретних видів робіт.

Повторний інструктаж проводиться з метою оновлення знань не рідше одного разу на 6 місяців (для робіт підвищеної небезпеки — раз на 3 місяці), навіть якщо характер роботи не змінювався.

Позаплановий інструктаж проводиться після нещасного випадку, аварії, впровадження нових технологій, змін у нормативних документах або при тривалій перерві в роботі.

Цільовий інструктаж проводиться перед виконанням разових робіт, які не належать до основних обов'язків працівника (наприклад, виконання вогневих або висотних робіт, участь у рятувальній операції тощо).

Усі види інструктажів фіксуються в журналі встановленої форми з обов'язковим підписом особи, яка проводила інструктаж, і працівника, який його пройшов.

Професійне навчання з питань охорони праці охоплює підготовку, перепідготовку та підвищення кваліфікації працівників. Воно проводиться відповідно до вимог Міжнародної конвенції про підготовку і дипломування моряків (STCW), а також національних нормативних документів. Навчання передбачає ознайомлення з потенційно небезпечними факторами, правилами експлуатації суднового обладнання, використанням аварійно-рятувальних засобів, а також відпрацювання дій у надзвичайних ситуаціях (пожежа, викид палива, зупинка головного двигуна тощо).

Для членів машинної команди обов'язковими є знання правил пово-

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

дження з паливом, маслами, охолоджувальними рідинами, високотемпературними поверхнями, а також порядок евакуації та взаємодія з екіпажем у разі аварії.

Перевірка знань проводиться у формі усного або письмового іспиту, з елементами практичного відпрацювання дій у змодельованих ситуаціях. Вона здійснюється:

- при прийомі на роботу,
- після навчання,
- періодично – щонайменше раз на 12 місяців,
- у разі поновлення на посаді після тривалої перерви.

Результати перевірки знань фіксуються в протоколі, на підставі якого видається посвідчення про проходження навчання з охорони праці.

Таким чином, системна організація інструктажів, навчання та контролю знань є невід'ємною частиною підтримки безпечних умов експлуатації суднових двигунів і сприяє підвищенню професійної відповідальності персоналу за дотримання вимог охорони праці на борту.

4.6 Вимоги нормативної документації з охорони праці у морській галузі

Система охорони праці на морському транспорті ґрунтується на вимогах національного законодавства України, міжнародних конвенцій, стандартів, кодексів, а також внутрішніх суднових інструкцій, спрямованих на забезпечення безпеки життя, здоров'я і працездатності екіпажу в умовах підвищеної виробничої небезпеки.

Основу нормативної бази становлять такі міжнародні документи:

Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS) – визначає вимоги до конструкції суден, обладнання, аварійної сигналізації, протипожежного захисту, дій у надзвичайних ситуаціях.

Міжнародна конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти (STCW) – встановлює обов'язкові мінімальні вимоги до навчання, сертифікації і перевірки компетентності екіпажу, включаючи питання

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

охорони праці, безпеки і реагування на аварії.

Міжнародна конвенція про працю в морському судноплавстві (MLC, 2006) – регламентує умови праці, житла, гігієни, харчування, медичного забезпечення та соціального захисту моряків.

Міжнародний кодекс з управління безпекою (ISM Code) – вимагає створення системи управління безпекою (SMS) на кожному судні, включаючи політику з охорони праці, механізми реагування на небезпеку, оцінку ризиків, внутрішні перевірки та навчання.

До національних нормативних актів України, що регулюють охорону праці в морській галузі, належать:

Закон України «Про охорону праці», який визначає загальні принципи забезпечення безпеки праці та прав працівників на здорові умови праці.

Кодекс законів про працю України – розділи щодо гарантій у сфері охорони праці, навчання, медоглядів, атестації робочих місць.

Правила охорони праці для працівників морського транспорту, затверджені Держпраці, – містять обов’язкові вимоги до організації робіт, безпеки в машинному відділенні, використання індивідуального захисту, електробезпеки тощо.

Типове положення про навчання з питань охорони праці, що встановлює порядок проведення інструктажів, навчання, перевірки знань для всіх категорій працівників флоту.

Важливою є також вимога розробки судових інструкцій з охорони праці, що адаптовані до конкретного типу судна і його технічних характеристик. Такі інструкції регламентують:

- порядок безпечної експлуатації судового двигуна та допоміжних механізмів;
- порядок дій у разі пожежі, задимлення, вибуху чи іншої аварії;
- вимоги до доступу в обмежені простори (танки, баласты, машинні відсіки);
- заходи безпеки при роботах на висоті, з гарячими поверхнями, з небез-

печними рідинами (пальне, мастила).

Усі вищезазначені документи та інструкції мають регулярно переглядатися та бути доступними членам екіпажу. У разі виявлення невідповідностей – капітан або відповідальний за охорону праці зобов’язаний вжити коригувальних заходів.

Таким чином, дотримання вимог нормативної документації є обов’язковою умовою ефективної системи охорони праці на судах. Воно забезпечує не лише збереження життя і здоров’я моряків, а й виконання міжнародних зобов’язань, що впливають на допуск судна до міжнародної експлуатації.

4.7 Висновок до розділу

У розділі розглянуто ключові аспекти охорони праці при експлуатації суднового дизельного двигуна типу МАК 12М32С. Аналіз виробничих небезпек показав, що робота в машинному відділенні супроводжується впливом комплексу шкідливих і небезпечних факторів, серед яких – високі температури, шум, вібрації, токсичні речовини, підвищене електричне та пожежне навантаження.

Запропоновані заходи щодо нормалізації умов праці – ефективна вентиляція, застосування засобів індивідуального захисту, контроль мікроклімату, систематичні інструктажі та навчання – сприяють створенню безпечного виробничого середовища.

Окрему увагу приділено дотриманню міжнародних та національних норм з охорони праці у морській галузі, проведенню інструктажів, перевірці знань, впровадженню системи пожежної безпеки та наданню домедичної допомоги в умовах аварійних ситуацій.

Загалом, забезпечення високого рівня охорони праці при обслуговуванні суднових енергетичних установок є не лише законодавчою вимогою, а й критично важливою умовою збереження життя, здоров’я членів екіпажу та ефективної безаварійної експлуатації судна.

					КРБ.142.4221.25.06.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		82

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження дизельного двигуна типу 12ЧН 32/46 (МАК 12М32С), який застосовується як головна енергетична установка на морських судах. Робота охоплює широке коло питань, що стосуються конструктивних, теплотехнічних, кінематичних, динамічних та експлуатаційних характеристик двигуна.

У першому розділі виконано ґрунтовний аналіз конструкції двигуна, детально описано основні вузли та елементи – остов, колінчастий вал, шатунно-поршневу групу, головку блоку циліндрів. Показано, що технічні рішення, закладені в конструкцію моделі МАК 12М32С, сприяють її високій надійності, ремонтпридатності та адаптації до умов експлуатації на важкому паливі.

У другому розділі здійснено моделювання робочого процесу та побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Виконано кінематичний та динамічний розрахунки кривошипно-шатунного механізму, які дозволили оцінити зміну швидкості, прискорення, інерційних і газодинамічних навантажень на основні рухомі деталі. Результати підтверджують добру збалансованість механізму і надійність його роботи при номінальних режимах навантаження.

У третьому розділі проведено перевірочний розрахунок компресора системи наддуву. Розрахунки підтвердили доцільність використання двох турбокомпресорів типу ТК64, які забезпечують необхідну витрату повітря та тиск наддуву. На основі результатів розроблено модифіковану конструкцію компресора з урахуванням особливостей двигуна та специфіки морської експлуатації.

Четвертий розділ присвячено аналізу умов праці при обслуговуванні суднового дизеля. Виявлено основні шкідливі та небезпечні виробничі фактори, запропоновано заходи щодо їхньої мінімізації відповідно до вимог но-

					КРБ.142.4221.25.06.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		83

рмативної документації у сфері охорони праці, пожежної безпеки та медичного забезпечення.

На основі проведених досліджень виконано комплект креслень, що включає поперечний розріз двигуна, індикаторну діаграму, діаграми динамічних навантажень і конструкцію турбокомпресора.

Загалом, результати роботи засвідчують високу ефективність та технічну досконалість двигуна МАК 12М32С, а також обґрунтовують раціональні шляхи його модернізації та оптимізації експлуатаційних характеристик у реальних суднових умовах.

					КРБ.142.4221.25.06.00.ПЗ.	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
2. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
4. 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.
5. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ". Частина 2 : методичні вказівки / Д. С. Мінчев., А. В. Нагірний – Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. – 100 с.
6. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
7. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
10. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем суднових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В.

					КРБ.142.4221.25.06.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		85

О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018.
– 98 с.

11. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.

12. 8. Тимченко І. І. Системи ДВЗ / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жи-лін. Х.: ХНАДУ, 2007. – 204 с.

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

14. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНАОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

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

16. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			КРБ.142.4221.25.06.03	Турбокомпресор типу ТК64		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Робоче колесо	1	
		2		Корпус компресора	1	
		3		Опорно-упорний підшипник	2	
		4		Пер. злив мастила	1	
		5		Пер. порожника підшипника	1	
		6		Повітрозбірна завитка	1	
		7		БЛД	1	
		8		Лопаточний дифузор	1	
		9		Кронштейн кріплення	2	
		10		Вал ротору	1	
		11		Водяна порожнина	1	
		12		Турбінне колесо	1	
		13		Газовивідний корпус	1	
		14		Сопловий апарат	1	
		15		Корпус турбіни	1	
		16		Задн. порожнина підшипників	1	
		17		Задн. злив мастила	1	
		18		Задн. опорний підшипник	1	
		19		Канал забору контр повітря	1	

					КРБ.142.4221.25.06.03		
Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата			
Студент		Куликовський Д.І.			Турбокомпресор типу ТК64		
Консульт.							
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. каф.		Гогоренко О.А.					
					Лім.	Лист	Листостів
					НУК		