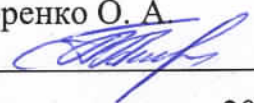


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 8ДКРН 98/240 (MAN B&W 8K98ME)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Олексій ГОГОРЕНКО



Андрій ДРУЖИНА

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

Дружині Андрію Павловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ДКРН 98/240
(MAN B&W 8K98ME)

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 48160 кВт; частота обертання колінчатого валу – 104 хв⁻¹; ступінь стиску – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,2; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,2

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 8ДКРН 98/240;
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

_____ /*Андрій ДРУЖИНА*/

(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ /*Олексій ГОГОРЕНКО*/

(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 48160 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 104 хв⁻¹. В якості базового двигуна був обраний двигун MAN B&W 8K98ME (8ДКРН 98/240).

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 67 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 11 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 48160 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 104 rpm. The MAN B&W 8K98ME (8ДКРН 98/240) 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 67 pages of explanatory and calculation notes. A total of 11 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.142.4221.25.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Загальна конструкція та опис двигуна	7
1.1 Технічні характеристики двигуна	7
1.2 Опис конструкції основних елементів двигуна	8
1.5 Висновок до розділу.....	14
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна.....	15
2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	15
2.2 Розрахунок робочого циклу	18
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	26
2.4 Кінематичний розрахунок КШМ.....	28
2.5 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	31
2.6 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	32
2.7 Визначення маси та діаметру маховика.....	37
2.8 Висновок до розділу.....	39
3 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 8ДКРН 98/240.....	41
3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	41
3.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора	42
3.3 Розрахунок проточної частини компресора.....	45
3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	52
3.5 Висновок до розділу.....	57
4 Розробка заходів з охорони праці та охорони навколишнього середовища	58
4.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні.....	58

4.2 Охорона навколишнього середовища	60
4.3 Висновок до розділу.....	62
Висновок до роботи.....	64
Список використаної літератури	66

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння є одними з найважливіших джерел енергії в сучасному транспорті, промисловості та енергетиці. Їх основною перевагою є здатність безпосередньо перетворювати хімічну енергію палива в механічну роботу в межах одного агрегату. Залежно від конструкції, ДВЗ поділяються на поршневі, комбіновані, реактивні двигуни та газові турбіни.

У суднобудуванні ДВЗ, особливо дизельні, домінують як головні силові установки на більшості морських суден завдяки високій ефективності, тривалому моторесурсу та здатності працювати в складних експлуатаційних умовах. Постійне зростання вимог до паливної економічності, надійності та екологічної безпеки стимулює розвиток конструкцій судових двигунів та впровадження нових технічних рішень.

Одним із ключових напрямів модернізації є широке застосування турбонаддуву, електронного управління подачею палива та інноваційних систем охолодження і мащення. У роботі розглядається потужний сучасний зразок – двотактний дизельний двигун типу 8ДКРН 98/240 (MAN B&W 8K98ME), який є прикладом високоефективної судової енергетичної установки.

Вибір даного двигуна як об'єкта дослідження зумовлений його високими експлуатаційними характеристиками, відповідністю сучасним екологічним вимогам та широким застосуванням у світовому морському флоті.

					КРБ.142.4221.25.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОПИС ДВИГУНА

1.1 Загальні відомості та технічні характеристики

Розглянутий у цій роботі судновий дизельний двигун MAN B&W 8K98ME є сучасною енергетичною установкою великої потужності, призначеною для використання на судах океанського класу. Це восьмициліндровий, двотактний, реверсивний, крейцкопфний двигун з прямим впорскуванням і електронною системою керування подачею палива.

Двигун оснащено двома турбокомпресорами, що працюють при постійному тиску наддуву, та двома охолоджувачами наддувного повітря. Його конструкція передбачає високий ступінь уніфікації та модульності. Двигун 8K98ME зображено на рис. 1.1.

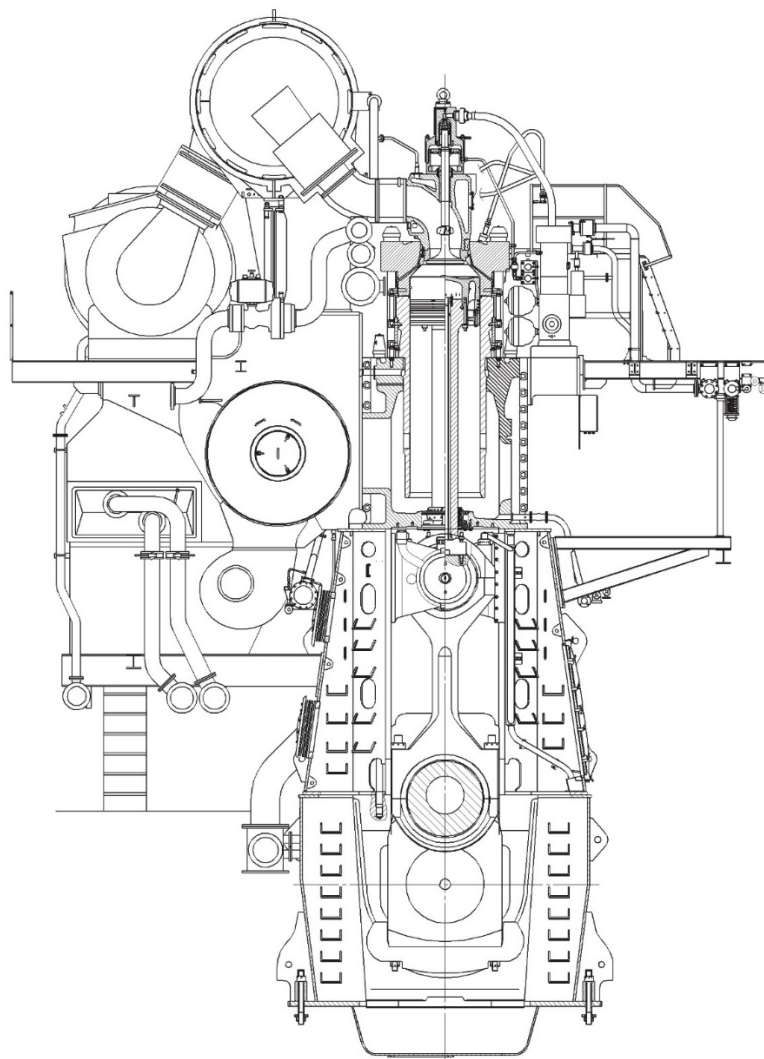


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна 8K98ME

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Головний двигун 8K98ME, має підвищену циліндрову потужність при меншому числі обертів, але форсований по наддуву.

Основні технічні дані двигуна:

- кількість циліндрів	8;
- номінальна потужність	$N_{en} = 36120$ кВт;
- частота обертання колінчатого валу	$n = 104$ с ⁻¹ (об/хв);
- тиск наприкінці стиску	$p_c = 6,75 \dots 8$ МПа;
- максимальний тиск згоряння	$p_z = 9,5 \dots 11,5$ МПа;
- питома витрата палива	$b = 168 \dots 174$ г/(кВт·год);
- питома витрата циліндрового мастила	$g_m = 0,65$ г/(кВт·год);

1.2 Основні конструктивні елементи

Фундаментна рама двигуна 8K98ME зварна сталева конструкція з литими постелями для підшипників. Вона не має ухилу та встановлюється на епоксидних клинах. До неї приварено масляний піддон, виконаний зі сталі. Для кріплення використовуються спеціальні високоміцні болти з гідравлічним натягом.

Станина двигуна 8K98ME виконана по типу зварної конструкції. Обладнана запобіжними клапанами, оглядовими люками, напрямними крейцкопфа та виконана за зварною технологією. Станина з'єднана з фундаментною рамою болтовим з'єднанням. Станина, фундаментна рама та блоки циліндрів поєднанні анкерними зв'язками.

Блок циліндрів виготовлений із чавуну. З боку розподільчого механізму він обладнаний оглядовими кришками для контролю стану поршневих кілець, у яких передбачені отвори для подачі продувного повітря з колектора. У конструкцію блоку інтегровані маслопроводи, що подають масло для охолодження поршнів. На зовнішній частині блоку встановлюються повітряний ресивер, турбонагнітачі, повітроохолоджувачі та кронштейни для оглядових майданчиків. У нижній частині блоку розміщено сальник штока поршня, який виконує функцію ущільнення: з боку картера – запобігає проникненню масла у підпоршневу порожнину, а з бо-

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

ку поршневої порожнини – перешкоджає потраплянню повітря, відпрацьованих газів і масла назад у картер.

Циліндрова втулка двигуна 8K98ME виготовлена методом чавунного лиття та монтується на блок за допомогою фланцевого з'єднання. У її верхній частині передбачені отвори для встановлення трубок з термоізоляцією або без неї. Конструкція та розміщення каналів охолодження, а також наявність або відсутність ізоляції трубок забезпечують підтримання оптимального температурного режиму втулки – достатнього для запобігання сірчистій корозії, але нижчого за межу, за якої порушується ефективність змащування робочої поверхні.

Циліндрова кришка двигуна являє собою масивну монолітну конструкцію зі сталі, у якій передбачено систему охолоджувальних каналів, виконаних свердлінням. У її корпусі розміщено вихлопний клапан, запобіжний клапан та індикаторний кран. Монтаж кришки до станини здійснюється за допомогою шпильок, а затягування гайок виконується за допомогою гідравлічного інструменту для забезпечення рівномірного зусилля.

Шатун двигуна MAN B&W 8K98ME виготовляється зі сталі шляхом кування або лиття. Він з'єднує крейцкопф із колінчастим валом через підшипникові вузли. Кріплення підшипників здійснюється болтами з гідравлічним затягуванням гайок для забезпечення надійності та точності з'єднання. Крейцкопфний підшипник має тонкостінну конструкцію, а його вкладиші покриваються білим металом – основне навантаження сприймається нижнім вкладишем. Мотильовий підшипник також є тонкостінним із аналогічним покриттям. Система змащення передбачає подачу масла через спеціальні канали в крейцкопфі та тілі шатуна. Щоб зменшити загальну висоту силової установки, шатун має укорочену конструкцію.

Поршень складається з двох основних частин — головки та тронка. Тронк виготовляється з чавуну методом лиття та оснащений бронзовим бандажем. Головка поршня виконана з легованої сталі підвищеної міцності та має чотири канавки для поршневих кілець, внутрішні поверхні яких хромуються з обох боків для зменшення зношування. Верхнє поршневе кільце відноситься до типу CPR і забезпечує стабільність тиску в циліндрі, тоді як три нижні кільця мають косі зам-

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ки. При цьому верхнє кільце є ширшим за решту, що покращує його ущільнюючу здатність.

Шток поршня виготовляється методом кування зі сталі та проходить шліфування й термічну обробку, що забезпечує високу твердість і зносостійкість його поверхні. Таке виконання дозволяє підвищити питомий тиск у зоні ущільнення сальника та збільшує ресурс деталі при терті. Кріплення штока до крейцкопфа здійснюється за допомогою чотирьох шпильок. У внутрішній частині штока розміщено центральний канал із трубкою, яка подає масло для охолодження поршня.

Крейцкопф у двигуні 8K98ME виконує функцію передавання зусиль між штоком поршня та шатуном. Він виготовляється з кованої сталі та з'єднується зі сталевими литими башмаками, робочі поверхні яких покриті білим металом для зменшення тертя. У поперечині крейцкопфа передбачено телескопічну трубку, що забезпечує подачу та відведення мастила для змащування вузлів..

Колінчатий вал напівсбірної конструкції виготовляється із кованих або литих сталевих колін. На його задньому кінці розміщений упорний гребінь, призначений для встановлення упорного підшипника. Кормовий фланець кріпиться до маховика та проміжного валу за допомогою призонних болтів. У передній частині двигуна на вал приєднується демпфер подовжніх коливань, а також фланець для передачі потужності на допоміжні агрегати або можливий валогенератор.

Упорний підшипник типу B&W-Michell розташований у задній частині двигуна і включає упорний гребінь, основу підшипника та упорні подушки, виготовлені з білого металу. Упорний вал є складовою частиною колінчастого валу і змащується за рахунок системи циркуляційної змазки.

Мультиплікатор розташовується в корпусі двигуна, у кормовій частині, і призначений для приводу гідравлічних масляних насосів. Він обертається за допомогою колінчастого валу, а його змащення здійснюється через систему змащення двигуна.

Реверсування двигуна відбувається за допомогою електронного керування, яке змінює час впорскування палива, а також активує вихлопний і пускові клапани.

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Передача обертання (валоповоротний пристрій) складається з обертового колеса, яке з'єднане з упорним валом і приводить у рух шестерню кінцевого валу передачі, розміщеного на фундаментній рамі. Обертання передачі забезпечується електричним двигуном, оснащеним гальмівним пристроєм. Блокування головного двигуна при пуску відбувається за умови, що передача перебуває в зачепленні. Включення та виключення зачеплення здійснюється вручну шляхом осьового переміщення шестерні.

Демпфер подовжніх коливань складається з поршня та збірного корпусу, який розміщений перед рамовим підшипником. Поршень демпфера виконаний у вигляді цілісного гребеня на шийці рами, а корпус закріплений на основі підшипника..

Система наддувного повітря.

Повітря надходить у турбонагнітач з машинного відділу через фільтр-глушник. Далі воно проходить через наддувну трубу, охолоджувач та ресивер, після чого через отвори у втулці циліндрів потрапляє до них під час фази газообміну.

Існує три варіанти комплектації двигуна 8K98ME турбонагнітачами: турбонагнітачі виробництва MAN Diesel, ABB або Mitsubishi. На двигуні встановлено два турбонагнітачі.

Кожен турбонагнітач оснащений власним масло-блочним охолоджувачем наддувного повітря. У ньому повітря охолоджується за допомогою забортної води під тиском 0,2–0,25 МПа або прісної води під тиском 0,45 МПа. Конструкція охолоджувача забезпечує різницю температур між наддувним повітрям і вхідною забортною водою до 12 °С.

Двигун оснащений допоміжними повітрядувками, повітря від яких надходить безпосередньо до двигуна, минаючи охолоджувач наддувного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлені зворотні клапани, які автоматично закриваються, коли повітрядувки не працюють. Повітрядувки запускаються перед пуском двигуна для забезпечення необхідного тиску, що сприяє нормальному старту машини..

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система гідравліки

Гідравлічна система (HPS) розташована у кормовій або середній частині двигуна, де знаходиться приводний відсік, особливо у двигунах з великою кількістю циліндрів.

Гідравлічний циліндровий блок (HCU) встановлюється окремо для кожного циліндра на підтримуючій консолі разом із розподільчим блоком. Розподільчий блок підключений до кожного акумулятора і подає масло для забезпечення своєчасного впорскування палива. Крім того, він відповідає за гідравлічне керування паливним бустером і вихлопним клапаном.

Кожен циліндр двигуна оснащений паливно-масляним бустером, а впорскування палива відбувається при активації пропорційного клапана, керованого електронікою циліндрового контролюючого блоку.

Паливні і пускові клапана

Циліндрова кришка обладнана трьома форсунками, пусковим клапаном та індикаторним краном. Відкриття клапанів відбувається під дією високого тиску бустера, а закриття – за рахунок пружини. Під час зупинки двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, а при несправності клапанів золотник забезпечує автоматичне скидання палива.

Труби високого тиску оснащені спеціальними з'єднаннями та рукавами, що забезпечують їхню стійкість до високого тиску.

Механічний повітророзподільник, який встановлюється на двигунах МС, має по одному соленоїдному клапану на кожен циліндр. Ці клапани керуються дизельною контрольною системою CCU3. Повільний поворот перед пуском запрограмований у базовій контрольній системі.

Пусковий клапан відкривається під дією повітря і закривається за допомогою пружини. Інтегрована контрольна система дизеля регулює час роботи пускового клапана.

Двигун оснащений індикаторним краном, на який можна встановити датчики системи діагностування РМІ.

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Випускний клапан складається з корпусу та штока. Корпус клапана виготовлений з чавуну та має канали для охолодження. У нижній частині корпусу замість сідла встановлено охолоджувальне стальне днище. Шток випускного клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німоніку). Відкривання клапана здійснюється електронною гідравлічною системою, а закривання – за допомогою повітряного тиску.

Роботою вихлопного клапана керує пропорційний клапан, який також активує паливну форсунку. Обертання клапана здійснюється імпелером, встановленим на штоку.

У верхній та нижній частинах клапана встановлені демпфери для забезпечення його плавної роботи. Порожнини охолодження ущільнюються силіконовими кільцями, які замінюють через 1,5–2 тисячі годин експлуатації. Нижнє кільце замінено на розрізне, підпружинене фторопластове, що дозволяє збільшити ресурс до 3 тисяч годин.

Робоча поверхня сідла покрита жароміцним нікелевим наплавом для підвищення стійкості до високотемпературної корозії.

Появи плям прогару на сідлі не слід видаляти до появи наскрізних канавок. У новіших моделях компанія почала виготовляти клапани Duracel із наплавленням на посадкову поверхню жароміцного та жаростійкого хромонікелевого сплаву (інконелю), здатного витримувати високі температури. Одночасно було впроваджено конструкцію сідел з двома камерами, що формують W-подібну посадкову поверхню.

Альфа-лубрикатор

Основні переваги електронної подачі масла альфа-лубрикатором порівняно з механічною системою полягають у наступному:

- точне контролювання часу впорскування;
- гнучке дозування залежно від режиму роботи;
- підтримка постійного тиску впорскування;
- рівномірний розподіл масла по поверхні втулки;

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

- коротка тривалість подачі;
- скорочений час підготовки системи перед запуском двигуна.

Двигун оснащений кронштейнами, площадками та леєрами, які розташовані так, щоб забезпечити зручність проведення перевірок і оглядів. У зоні кронштейнів проходять труби різних систем, що забезпечують роботу двигуна. З боку випуску до кронштейнів прикріплені балки штормового кріплення двигуна.

1.3 Висновок до розділу

У розділі було детально розглянуто конструктивні особливості основних вузлів двигуна 8K98ME, включаючи колінчастий вал, систему упорних підшипників, мультиплікатор, систему реверсування, а також турбонагнітачі й систему наддувного повітря. Встановлено, що застосування кованих та литих сталевих колін, а також високоякісних матеріалів для клапанів і сідел забезпечує надійність і довговічність двигуна. Використання електронного керування реверсуванням і системою впорскування палива дозволяє підвищити точність роботи та ефективність двигуна. Крім того, система змащення і охолодження забезпечує стабільні умови роботи навіть при високих навантаженнях. В цілому, проведений аналіз підтверджує високий рівень технічної реалізації двигуна та дає основу для подальшого вдосконалення його систем.

					КРБ.142.4221.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

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

Ефективна потужність двигуна $N_e = 48160$ кВт;

Частота обертання колінчатого валу $n = 104$ хв⁻¹;

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

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,98$ м;

Хід поршня $S = 2,4$ м;

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

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

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

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Температура залишкових газів T_{Γ} . Під час вибору цього параметра орієнтуються на типовий діапазон значень: 600...900 К. Нижчі температури залишкових газів характерні для двигунів із менш інтенсивним робочим процесом або за підвищеного коефіцієнта надлишку повітря. У нашому випадку, враховуючи особливості двигуна, приймаємо $T_x = 730$ К.

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

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

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

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

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

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

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

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Цей параметр характеризує співвідношення максимального тиску в циліндрі до тиску в кінці стиснення та впливає на форму індикаторної діаграми, термодинамічну ефективність і теплові навантаження деталей. Значення ступеня підвищення тиску залежить від типу двигуна, умов згоряння і характеристик палива. Для подальших розрахунків, з урахуванням досвіду проектування аналогічних двигунів, приймаємо $\lambda = 1,3$.

Доля ходу поршня втраченого на продувку $\psi_{\text{п}}$. Цей показник відображає, яку частину ходу поршня витрачається на продувку циліндра в процесі газообміну. Його значення залежить від конструктивних особливостей продувної системи, виду продувки (пряма, зворотна, змішана) та частоти обертання двигуна. Для по-

дальших розрахунків приймаємо $\psi_{\pi} = 0,093$, що є типовим значенням для двигунів із ефективною системою продувки.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Цей коефіцієнт враховує відхилення реальної індикаторної діаграми від ідеалізованої теоретичної кривої внаслідок втрат, зумовлених динамікою процесів згоряння та газообміну. Він використовується для корекції результатів розрахунку індикаторної роботи. З огляду на прийняту методику та характер роботи двигуна, приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,95$.

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

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

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

2.2. Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 48160$
1.2 Частота обертання, хв^{-1}	$n = 104$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.9$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.93$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{ww}} = 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.25$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.093$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.94$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.71$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 730$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C_{\text{ww}} = 0.866$ $H_{\text{ww}} = 0.13$ $S_{\text{ww}} = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 8$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.98$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 2.4$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

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

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.323$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 455.873$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 299.515$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 325.687$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.319$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.31$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.834$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.002519 \quad a_{\nu c} = 19.281$$

3.4 Середній показник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 12.463$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 873.992$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{ww}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.095$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0298$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0286$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

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

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.028$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.8113 \quad b_z = 0.003$$

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

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

$$a_{vb} = 19.82848 \quad b_b = 0.003017$$

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



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

звідки: $T_z = 1794.503$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 15.579$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.688$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 8.886$$

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

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



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

$$n_2 = 1.283$$

$$T_b = 967.354$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.945$$

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.295$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.04$$

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

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

$$b_i = 0.173$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.487$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.917$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.458$$

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

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

$$b_e = 0.1842$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 48164.064$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.008 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

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

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 80.807$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 83.272$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.307$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 754.946$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.122$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.644$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.376$$

8.7 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.199$$

8.8 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.031 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.3 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	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,283
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,463
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,579
Ступінь попереднього розширення ρ	1,688
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розп}$
1,00	15,58	
1,00	12,46	15,58
1,69	6,10	15,58
2,35	3,87	10,17
3,02	2,76	7,39
3,68	2,10	5,72
4,35	1,68	4,62
5,02	1,38	3,85
5,68	1,16	3,28
6,35	1,00	2,85
7,01	0,87	2,51
7,68	0,77	2,23
8,34	0,69	2,01
9,01	0,62	1,82
9,68	0,56	1,66
10,34	0,51	1,52
11,01	0,47	1,41
11,67	0,44	1,30
12,34	0,40	1,21
13,00	0,38	1,13
13,67	0,35	1,06
14,33	0,33	1,00
15,00	0,31	0,94
15,00	0,31	0,31

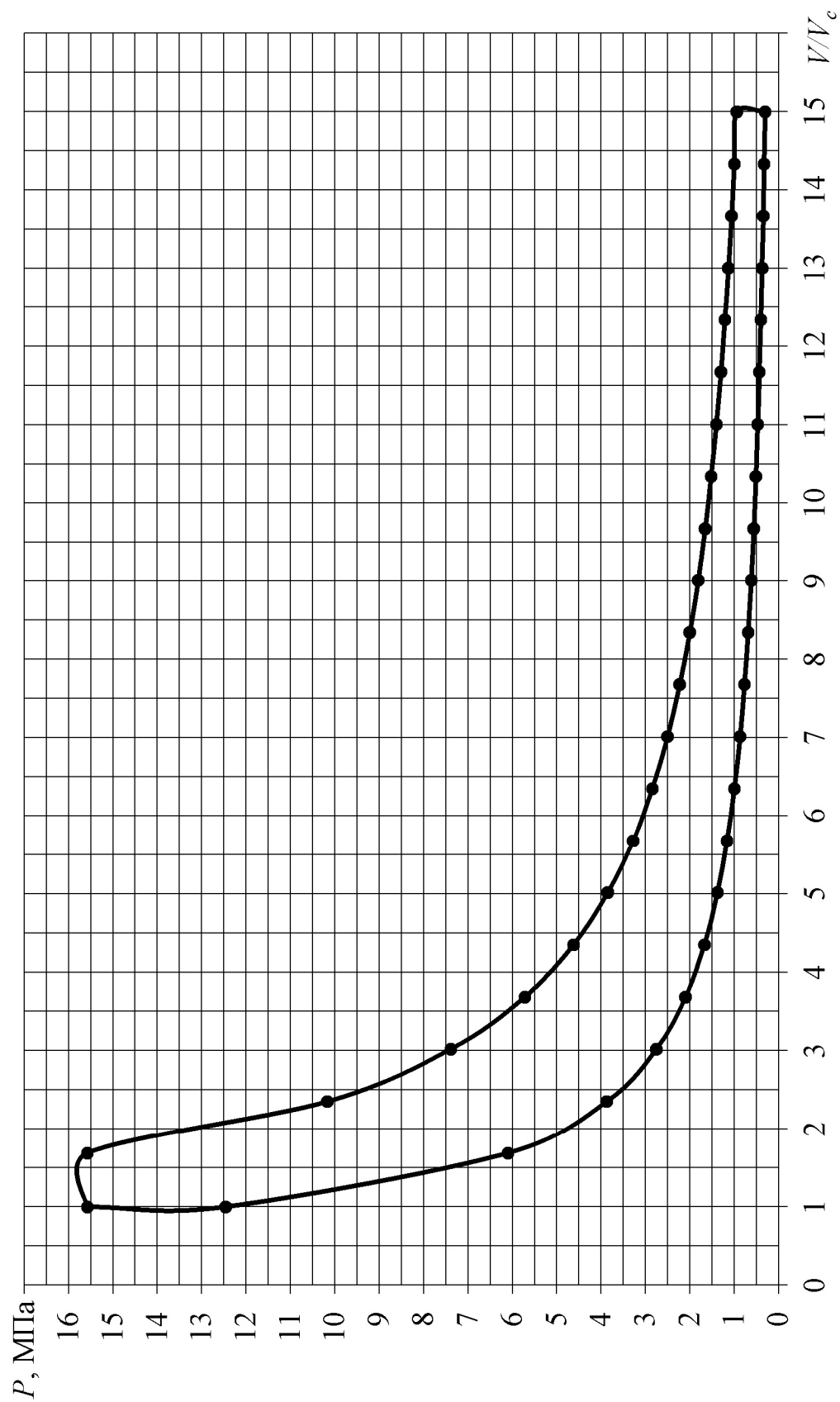


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 8ДКРН 98/240

2.4 Кінематичний розрахунок КШМ

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

Переміщення поршня визначається з виразу

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

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 2,4 / 2 = 1,2$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,34$), 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 – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 10,89$), 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	190,70
15	0,0546	4,4417	179,36
30	0,2118	8,1235	147,44
45	0,4535	10,6706	100,63
60	0,7530	12,1533	46,96
75	1,0798	12,8643	-5,07
90	1,4040	13,0680	-48,39
105	1,7009	12,8643	-78,74
120	1,9530	12,1533	-95,35
135	2,1505	10,6706	-100,63
150	2,2902	8,1235	-99,05
165	2,3728	4,4417	-95,56
180	2,4000	0,0000	-93,92
195	2,3728	-4,4417	-95,56
210	2,2902	-8,1235	-99,05
225	2,1505	-10,6706	-100,63
240	1,9530	-12,1533	-95,35
255	1,7009	-12,8643	-78,74
270	1,4040	-13,0680	-48,39
285	1,0798	-12,8643	-5,07
300	0,7530	-12,1533	46,96
315	0,4535	-10,6706	100,63
330	0,2118	-8,1235	147,44
345	0,0546	-4,4417	179,36
360	0,0000	0,0000	190,70

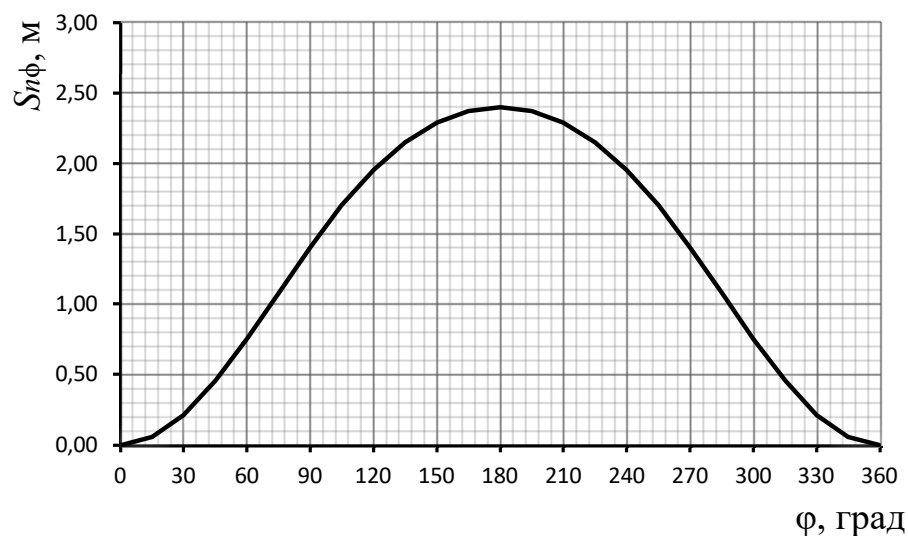


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

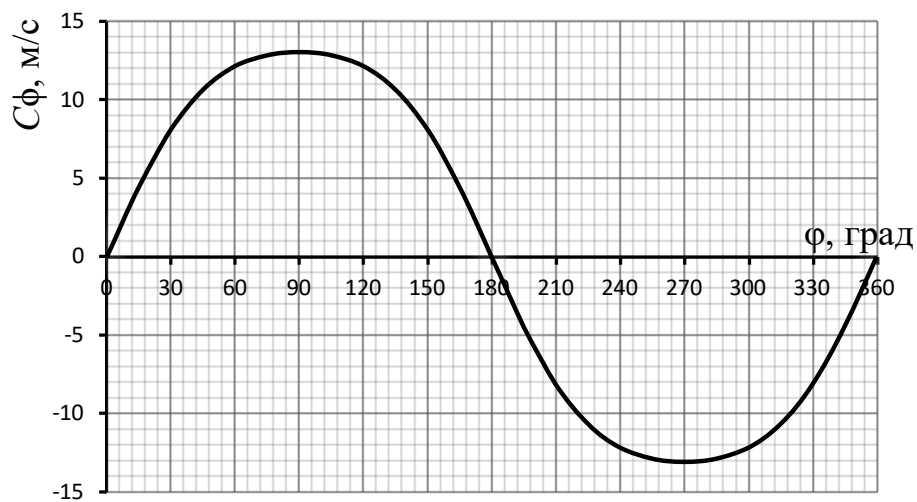


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

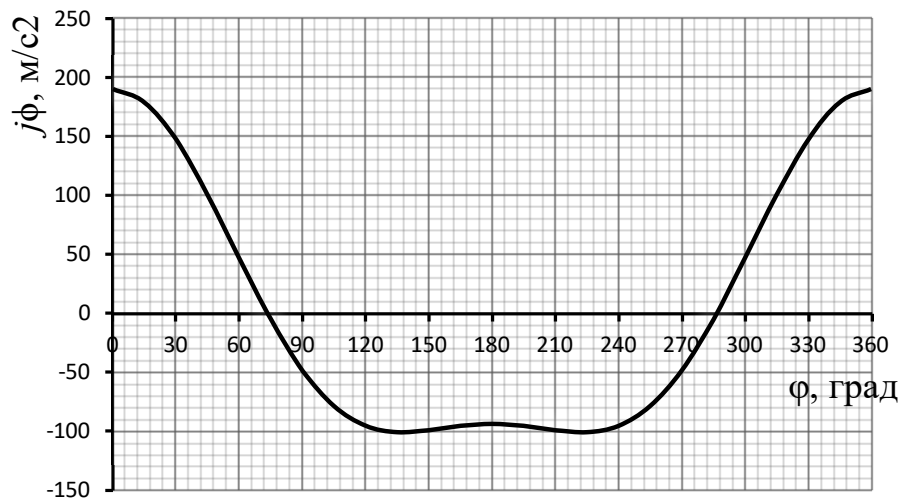


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

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

Крім того, значення швидкості поршня необхідне для проектування впускної системи: середню швидкість використовують для оцінки швидкості руху повітря у впускних каналах і визначення втрат тиску на місцевих опорах. Це, у

свою чергу, дає змогу розрахувати фактичний тиск свіжої порції заряду наприкінці такту впуску.

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

2.5 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 2.3. Вихідні дані для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки	$H = 15^\circ$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 104 \text{ хв}^{-1}$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	$M_S = 10100 \text{ кг}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1200 \text{ мм}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,340$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,326 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці c)	$P_C = 12,463 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 15,579 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,688 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,365$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,283$
Степінь стиску	$\epsilon = 15,0$

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

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

змащення, тепловий режим, зазори тощо. Тому при виконанні динамічних розрахунків сили тертя не враховують безпосередньо, а замість цього вводять механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна.

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

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

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

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

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

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

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

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

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

2.6 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

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

Найменування сил, зображених на рис. 2.5 наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

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

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

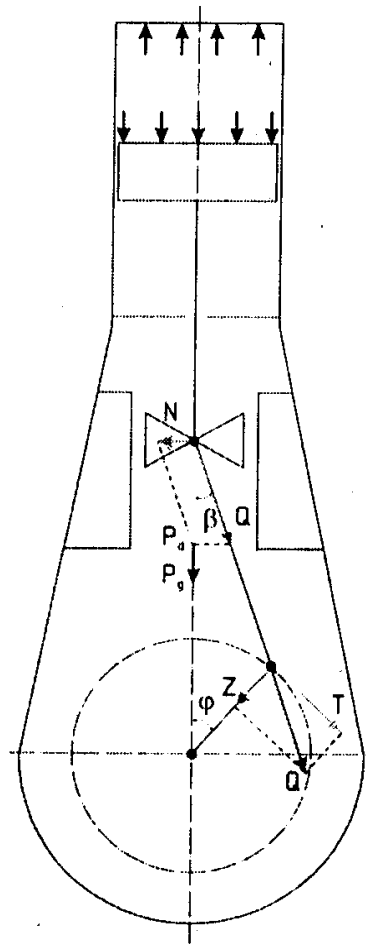


Рис. 2.5. Силовая схема КШМ

Розрахункові формули мають вид

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

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

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

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

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

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

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

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3190	1,2572	1,5762	0,0000	-1,5762	0,0000
15	0,3190	1,2791	1,5981	-0,1412	-1,5802	-0,2772
30	0,2882	1,3258	1,6141	-0,2784	-1,5371	-0,5659
45	0,3117	1,3469	1,6586	-0,4108	-1,4633	-0,8823
60	0,3510	1,2763	1,6273	-0,5014	-1,2479	-1,1586
75	0,4154	1,0539	1,4693	-0,5109	-0,8738	-1,2870
90	0,5226	0,6477	1,1702	-0,4231	-0,4231	-1,1702
105	0,7085	0,0679	0,7764	-0,2699	-0,0598	-0,8198
120	1,0526	-0,6286	0,4240	-0,1306	0,0989	-0,4325
135	1,7413	-1,3469	0,3944	-0,0977	0,2098	-0,3480
150	3,2012	-1,9735	1,2278	-0,2118	0,9574	-0,7973
165	5,9586	-2,4008	3,5578	-0,3143	3,3552	-1,2244
180	15,5790	-2,5525	13,0265	0,0000	13,0265	0,0000
195	15,5790	-2,4008	13,1782	1,1642	12,4278	4,5353
210	10,8656	-1,9735	8,8921	1,5340	6,9338	5,7745
225	5,8018	-1,3469	4,4548	1,1034	2,3698	3,9303
240	3,5105	-0,6286	2,8819	0,8879	0,6720	2,9398
255	2,3808	0,0679	2,4487	0,8514	-0,1886	2,5856
270	1,7714	0,6477	2,4191	0,8746	-0,8746	2,4191
285	1,4194	1,0539	2,4733	0,8600	-1,4708	2,1665
300	1,2071	1,2763	2,4833	0,7651	-1,9043	1,7681
315	1,0770	1,3469	2,4239	0,6004	-2,1385	1,2894
330	0,9992	1,3258	2,3250	0,4011	-2,2141	0,8152
345	0,3070	1,2791	1,5861	0,1401	-1,5683	0,2752
360	0,3190	1,2572	1,5762	0,0000	-1,5762	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

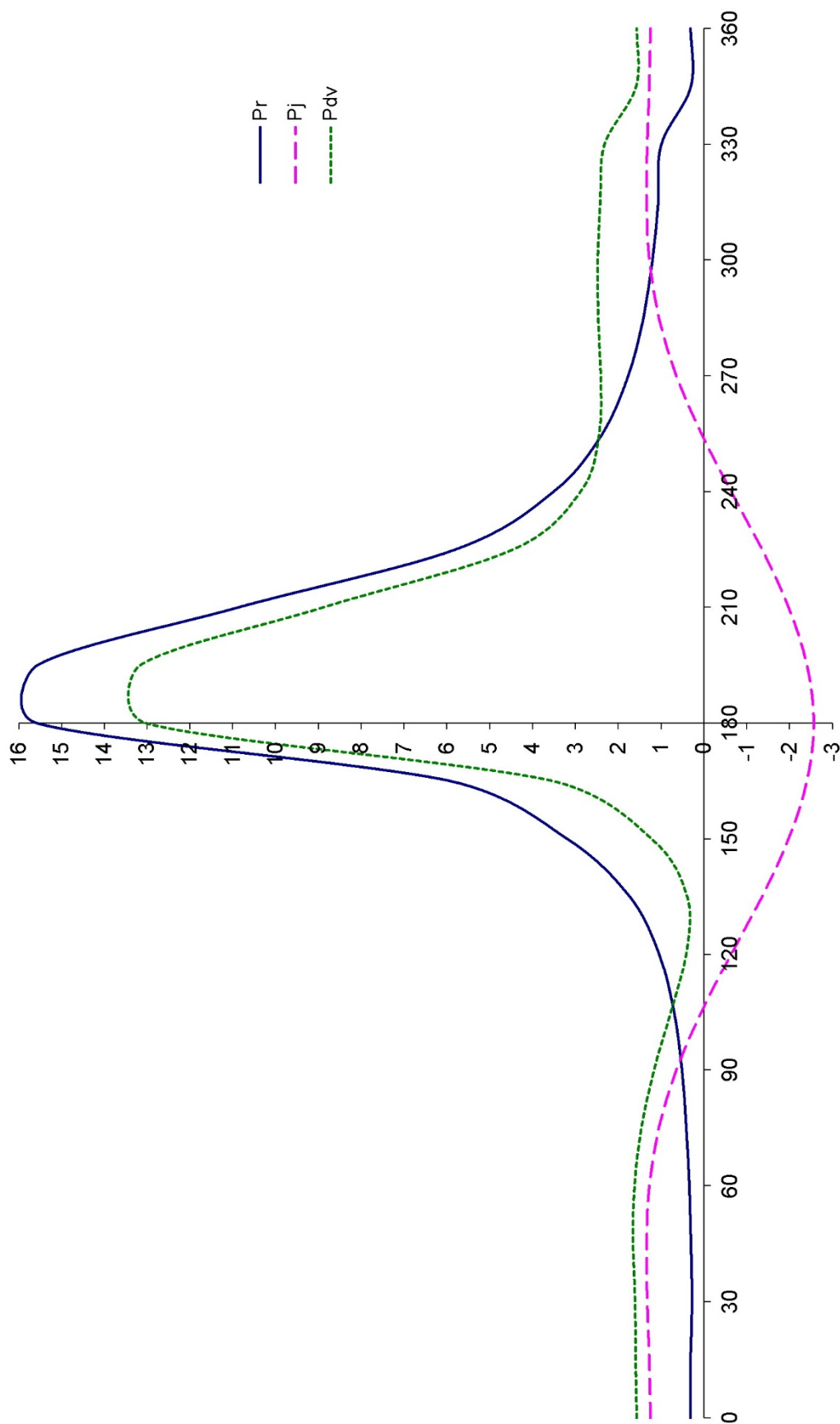


Рис. 2.6. Діаграми сил, що діють у КШМ

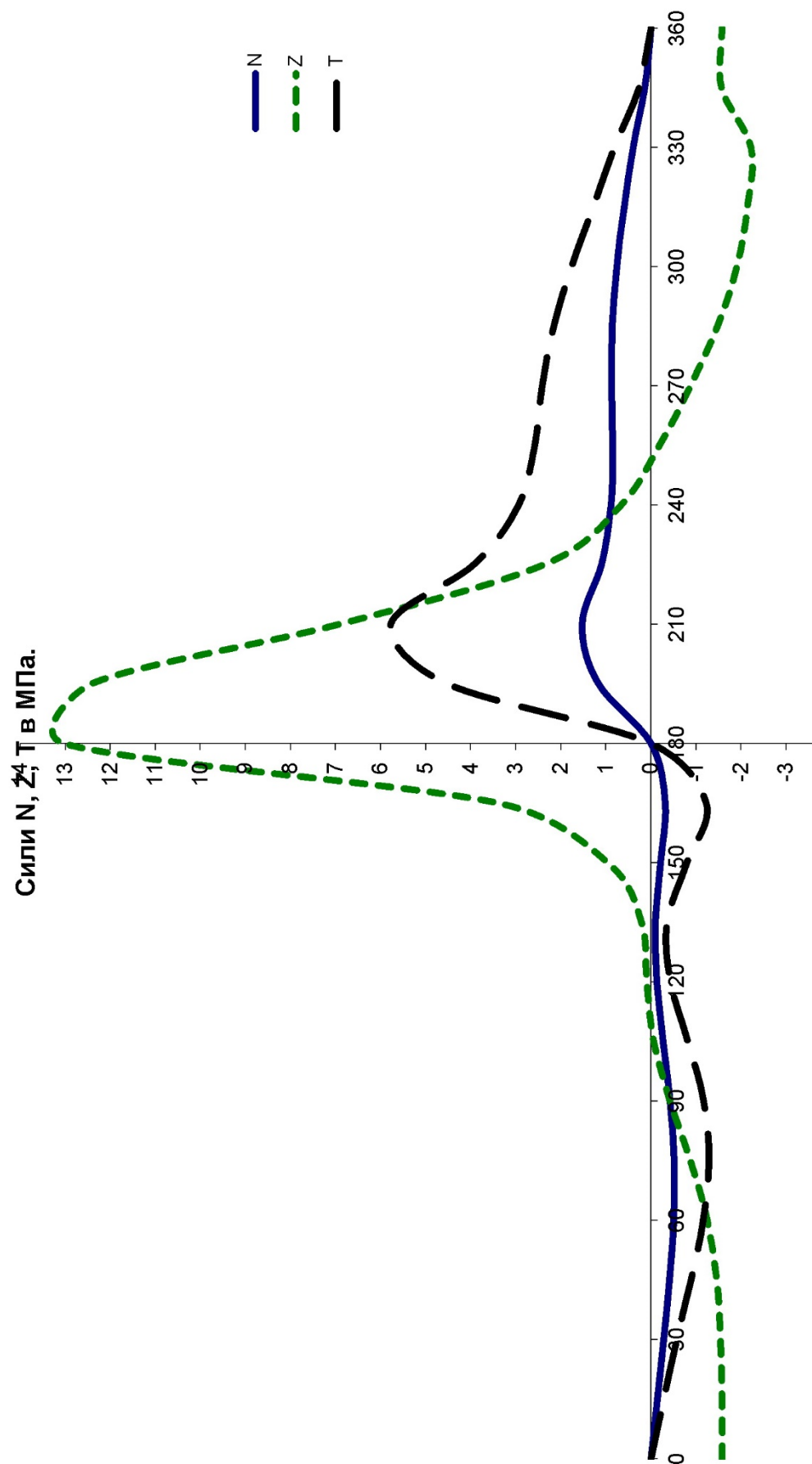


Рис. 2.7. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

2.7 Визначення маси та діаметру маховика

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

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

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

де: $L'_{изб}$ – площа згідно з надлишковою роботою, мм;

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

μ_α – масштаб кута α , град/мм;

F_α – площа циліндра, м²;

R – радіус кривошипа, м².

$$L_{изб} = 4364 \cdot 0,056 \cdot 0,25 \cdot (3,14 \cdot 180) \cdot 0,754 \cdot 1,20 \cdot 10^6 = 0,554 \text{ МДж};$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

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

$$I_D = 91,2 \cdot 554119 / 0,033 \cdot 91^2 = 184927,354 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

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

$n = 104 \text{ хв}^{-1}$ частота обертання колінчатого валу.

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

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

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

Отже:

$$I_M = 0,5 \cdot 184927,354 = 92463,677 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

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

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

$$D_M = 60 \cdot 40 / 3,14 \cdot 104 = 8,4 \text{ м/с};$$

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

$$D_{M2} = 1,5 \cdot 2,4 = 3,6 \text{ м};$$

Маховий момент маховика, кг:

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

звідки:

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

де D_M – діаметр маховика, м;

$$M_M = 4 \cdot 92463,677 / 3,6^2 = 17555,200 \text{ кг}.$$

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.

$$H = \sqrt{\frac{17555,222}{3,14 \cdot 0,30 \cdot 3,6 \cdot 7800}} = 0,624 \text{ м}$$

Ширина маховика, м

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

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

$$B = 0,25 \cdot 0,624 = 0,156 \text{ м,}$$

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.

$$M_m = 3,14 \cdot 3,6 \cdot 0,156 \cdot 0,624 \cdot 7800 = 13335,072 \text{ кг;}$$

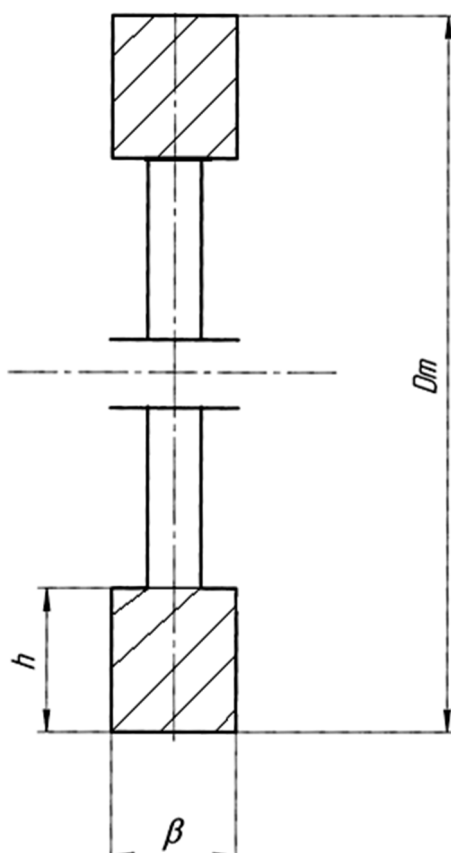


Рис. 3.7. Розрахункова схема маховика

2.8 Висновок до розділу

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

процесами, а для врахування реальних умов введено низку коригувальних коефіцієнтів.

Питома ефективна витрата пального, яка становить 0,184 кг/(кВт·год), свідчить про відносно високий рівень економічності двигуна. За цим показником двигун типу 8ДКРН 98/240 може бути віднесений до числа енергоефективних суднових двигунів і має конкурентоспроможність серед агрегатів аналогічної потужності та габаритів.

У цьому ж розділі було також проведено розрахунок кінематики та динаміки двигуна 8ДКРН 98/240, зокрема визначено сили, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму. Побудовано відповідні діаграми силових дій і кінематичних параметрів.

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

					КРБ.142.4221.25.05.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 98/240

У цьому розділі розглядається процес вибору турбокомпресора (ТК) для точки L_1 на основі робочих параметрів двигуна, яка відповідає його максимальній тривалій (номінальній) потужності N_e .

З огляду на тісний взаємозв'язок газодинамічних процесів у циліндрах дизельного двигуна, турбіни та компресорі, модуль наддуву (МОД) аналізується як єдина цілісна система – комбінований двигун.

Необхідні для розрахунків вихідні дані наведено в попередніх розділах. На їх основі виконано розрахунок спільної роботи дизеля і обраного ТК, за результатами якого визначено основні геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни..

3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Щоб розрахувати систему повітропостачання та підібрати її агрегати, перш за все необхідно визначити витрату повітря, яку споживає двигун. Цей показник, разом зі ступенем підвищення тиску в компресорі, є ключовими параметрами для вибору відповідного турбокомпресора.

Подача повітря через компресор G_k , кг/с, яка забезпечує ефективне наповнення та продувку циліндрів, визначається на основі умов згоряння заданої кількості палива і розраховується за відповідною формулою.:

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

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

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

φ_a – коефіцієнт продувки.

$$G_k = \frac{0,1842 \cdot 48160 \cdot 14,3 \cdot 2,2 \cdot 1,04}{3600} = 80,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					КРБ.142.4221.25.05.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

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

$$Q_k = \frac{G_k}{\rho_n}$$

де $\rho_n = 1,202 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_k = \frac{80,6}{1,202} = 67,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{P_k}{P_0}$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа;

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

Тиск в повітряному ресивері визначається в розділі 2.

Далі за формулою обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{0,323}{0,101} = 3,2.$$

3.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора

Типорозмір турбокомпресора встановлюється на основі необхідної об'ємної витрати повітря для забезпечення роботи двигуна, кількості турбоагнітативів, обраних для системи, а також ступеня підвищення тиску в компресорі, що відповідає рівню форсування двигуна.

На основі значень ступеня підвищення тиску повітря Π_k та витрати повітря через компресор G_k (або Q_k) визначається робоча точка на полі витрат. Типорозмір турбокомпресора, як правило, визначають за діаметром колеса компресора, який слугує основною характеристикою. Позначення типорозміру складається з букв і цифр: літери ТСА вказують, що турбокомпресор оснащений осьовою турбіною, а цифри приблизно відображають зовнішній ді-

аметр компресорного колеса (D_K) у сантиметрах з допуском $\pm 6\%$. Зазвичай діаметри компресорного та турбінного коліс близькі за розміром. Якщо робоча точка одночасно потрапляє в межі двох типорозмірних зон, допустиме застосування будь-якого з них. У такому випадку вибір здійснюється з урахуванням специфіки двигуна, на який встановлюється ТК, а також з урахуванням доцільності використання певного типорозміру для досягнення найкращих результатів в умовах технічних обмежень.

Максимальні об'ємні витрати повітря, які можуть забезпечити сучасні турбокомпресори, обмежуються значенням $Q_K = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$. Виходячи з цього, для повноцінного забезпечення повітрям двигуна 8ДКРН 98/240 мінімально необхідна кількість турбокомпресорів становить щонайменше два. При цьому об'ємна витрата повітря, яку має забезпечувати кожен із компресорів, повинна бути не меншою за половину загальної потреби двигуна:

$$Q_{K1} = \frac{Q_K}{2} = \frac{67,1}{2} = 33,55 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманими значеннями ступеня підвищення тиску (P_K) та об'ємної витрати компресора $Q_K = 33,55 \text{ м}^3/\text{с}$, на полі робочих характеристик турбокомпресорів серії ТСА визначається відповідна робоча точка. Відповідно до її розташування (рис. 3.1, точка А), обирається турбокомпресор марки ТСА88 як найбільш придатний для заданих умов експлуатації.



Рис. 3.1. Поля робочих характеристик турбокомпресорів типу ТСА

Технічна характеристика ТК ТСА88 для двотактних двигунів зведена в табл. 3.1, а загальний вид на рис. 3.2.

Таблиця 3.1. Технічна характеристика турбокомпресора ТСА88

Параметр, од. виміру	Значення
Максимальна потужність, кВт	27 200
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	14200
Маса, т	9,25 т
Довжина, мм	3205
Висота, мм	2367
Ширина, мм	2012

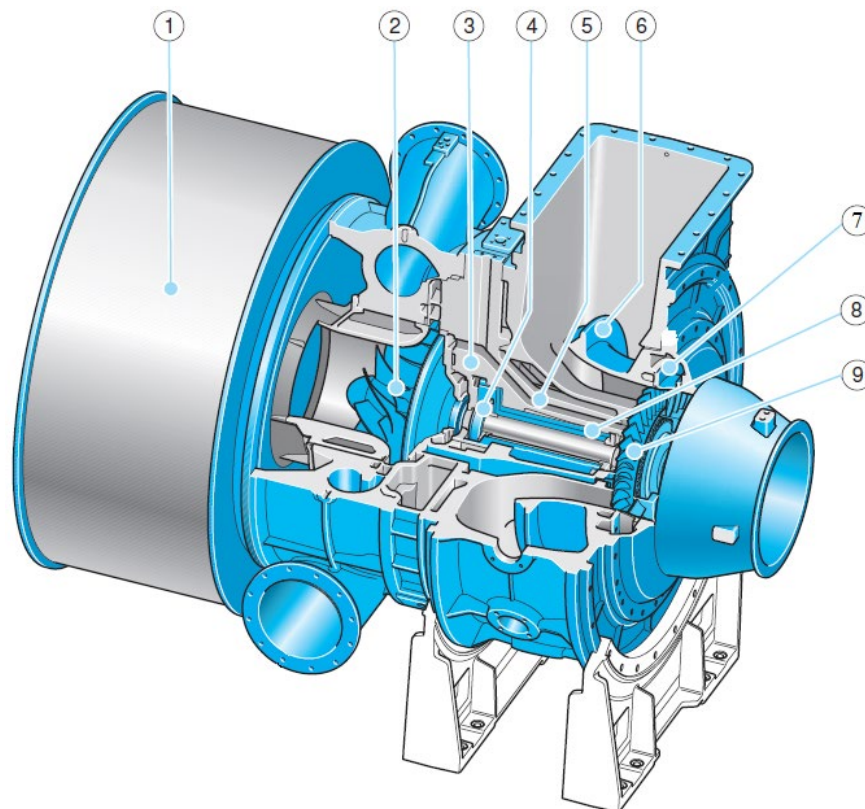


Рис. 3.2. Турбокомпресор типу ТСА88

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

3.3 Розрахунок проточної частини компресора

Розрахунок параметрів турбокомпресора виконується у вигляді таблиці, що забезпечує зручність представлення та аналізу результатів. Таблиця формується на основі даних, отриманих із використанням відповідного програмного забезпечення, і подається у вигляді роздруковки готової програми.

3.3.1 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	Згідно розрахунку	33,55
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,2
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	293
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , кПа	Приймається	101
6	Тиск після глушника	P_a , кПа	$P_0 - \Delta P_a$	99
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , мм		880
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , мм	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	238
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , мм	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	1056
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , мм	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	1320
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , мм	$0,3 \dots 2$ мм	1,0
12	Число лопаток колеса	Z_k	$12 \dots 23$	20
13	Число лопаток дифузора	z_d	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23 \dots$	25
14	Товщина лопаток дифузора:			
	на вході	δ_3 , мм	$0,5 \dots 8,0$ мм	5,0
	на виході	δ_4 , мм	$0,3 \dots 2,0$ мм	2,0
15	Коефіцієнт напору компресора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0–1	n_1	$1,35 \dots 1,39$	1,39
17	Політропний ККД на ділянці 1–2 (робоче колесо)	η_2	$0,83 \dots 0,92$	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2–3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	$0,6 \dots 0,8$	0,80
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	$0,075 \dots 0,01$	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3–4 (лопатний дифузор)	η_4	$0,7 \dots 0,85$	0,85

21	Коефіцієнт дискових витрат	α_{TB}	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (за- витка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компре- сора	ζ_m	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузори	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидко- сті у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	l_{1+} , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопа- тному дифузори	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	l_{3+} , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_m , град	Приймається	2,0

3.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Коефіцієнт на- пору	$\bar{H}_K$	[4]	1,5	1,5
2	Адйадатна ро- бота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(r_K^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 293(3,2^{0,286} - 1)$	124695,7
3	Колова швид- кість на діаме- три D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{\bar{H}_K}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 124695,786}{1,5}}$	407,750

3.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Швидкість пе- ред колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 407,75$	101,938

2	Температура повітря перед колесом	T_1, K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{101,938^2 - 30^2}{2010}$	295,278
3	Тиск перед колесом	P_1, Pa	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,278}{300} \right)^{3,56}$	93557,5
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, kg/m^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93557,509}{287,2 \cdot 295,278}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	f_1, m^2	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{40,31}{11,104 \cdot 101,938}$	0,0393
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H, m	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0393 + 0,238^2}{3,14}}$	0,327
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1, m	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,327^2 + 0,238^2}{2}}$	0,286

3.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,286}{0,88} \right)^2 \right]}}$	0,895
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	B_{11} град	$arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$arctg \left(\frac{101,938 \cdot 0,88}{407,750 \cdot 0,286} \right)$	37,6
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	β_{1n} град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	38,6
4	Коефіцієнт захарщення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1n}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,286 \cdot 0,62}$	0,964

5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{101,938}{0,964}$	105,7
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,88}{0,286}\right)$	38,589
7	Кут входу потоку на діаметрі Dн	$\beta_{1н}$,град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_н}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,88}{0,327}\right)$	34,912
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі Dн	$w'_н$, м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_н = \frac{105,745}{\sin 34,912}$	184,7
9	Число λ_w на діаметрі Dн	$\lambda_{нw}$	$\frac{w'_н}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{нw} = \frac{184,766}{18,3\sqrt{300}}$	0,583
10	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[\frac{2(\mu + \alpha_{мб})}{-\mu^2 - \phi_{2r}^2 + \bar{c}_m^2} \right]$	$295,278 + \frac{407,75^2}{2010} \cdot \left[\frac{2(0,895 + 0,04)}{-0,895^2 - 0,2^2 + 0,25} \right]$	385,5
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	P_2 ,Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93557,509 \cdot \left(\frac{385,561}{295,278}\right)^{3,22}$	220878
13	Густина повітря	ρ_2 ,кг/м3	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{220878,942}{287,2 \cdot 385,561}$	2,003
14	Проекція абсолютної швидкості c2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,895 \cdot 407,75$	364,93
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 407,75$	81,55
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{81,55^2 + 364,936^2}$	373,93
17	Число Маха для швидкості c2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{373,937}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 385,561}}$	0,95

18	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{81,550}{364,936}\right)$	12,597
19	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{44,26}{3,14 \cdot 2,003 \cdot 81,55 \cdot 0,88}$	0,098

3.3.5 Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$c_3^{(1)} = 373,937 \cdot \frac{0,88}{1,056}$	311,61
2	Температура повітря за БЛД	$T_3(1)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(1) = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	406,81
3	Комплекс показника політропи у БЛД	$k_{п3}$	$\frac{n_3}{n_3 - 1}$ $= \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{п3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{п3}}{k_{п3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56
5	Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 220878,942 \cdot \left(\frac{406,818}{385,561}\right)^{2,31}$	256496
6	Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м³	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{256496,315}{287,2 \cdot 406,8181}$	2,197
7	Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,098 \cdot 0,77$	0,075

8	Кут виходу потоку з Б/Д	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2 \rho_2}{b_3 \rho_3} \{tg\alpha + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{Б/Д}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,098}{0,075} \cdot \frac{2,003}{2,197} \cdot \{tg12,597 + \sqrt{1 + tg^2 112,597} \cdot \frac{0,01}{0,075} (0,528 - 0,385) \cdot \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,95^2}{2} \cdot 0,166 \right] \right]$	15,712
9	Швидкість потоку на виході з Б/Д	$c_3(2)$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3(2) = \frac{44,26}{3,14 \cdot 1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,22 \cdot 2,197}$	299,14
10	Температура повітря за дифуззором	$T_3(2)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(2) = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	410,6
11	Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c_3} = \frac{299,140}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 410,608}}$	0,736

3.3.6 Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}$, град	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 15,712 + 1$	16,712
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}$, град	$\alpha_{3л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4л} = 16,712 + 12$	28,712
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{ср}$, град	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{ср} = (16,712 + 28,712)/2$	22,712
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 28,712}{1,05}$	27,22
5	Коефіцієнт захарашчення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{л\delta_3}}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,056 \cdot \sin 16,712}$	0,869

6	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{\text{Л}} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4\text{Л}}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,32 \cdot \sin 28,712}$	0,975
7	Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,075 + \frac{1,32 - 1,056}{2} \operatorname{tg} 2$	0,08
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,32 \cdot 0,08 \cdot 0,975 \cdot 0,46}{1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,27}$	2,306
9	Кут розкриття Еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_3}{D_3 z_{\text{Л}}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,075 \cdot 0,869 \cdot 0,29}{1,056 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{2,306-1}}{\frac{1,32}{1,056} - 1} \right)$	10,746

3.3.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1}$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$410,608 = 410,608$	410,6
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4}}$	$c_4 = 299,14 \cdot \frac{0,075 \cdot 1,056 \cdot 0,27}{0,08 \cdot 1,32 \cdot 0,46} \cdot \left(\frac{410,608}{410,608} \right)^2$	132,79
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 410,608 +$	446,35

				$\frac{299,140^2 - 132,79^2}{2010}$	
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{446,355}{410,608} \right)^2$	310001,506
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4/\pi} - D_3 \cos \alpha_{3/\pi})}$	$\frac{1,32^2 - 1,056^2}{4(1,32 \cdot 0,88 - 1,056 \cdot 0,88)}$	1,072
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\psi}, \text{м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3/\pi}}$	$\sqrt{11,072^2 + 0,528^2 - 1,056 \cdot 11,072 \cdot 0,88}$	0,586
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 151,848 \cdot 0,77$	78,49
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 132,790^2}{132,790^2 - 78,492^2}$	0,693
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,693$	2,426
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{132,790^2 - 78,492^2}{2010}$	452,063
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$P_5 = 310001,506 \cdot \left(\frac{452,063}{446,355} \right)^{2,149}$	329095,3
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0[(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300[3,391 - 1]}{452,063 - 300}$	0,825
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{40,31 \cdot 124695,786}{0,825 \cdot 1000}$	6689,74

3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

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

боку турбіни встановлюються теплові екрани, які виконуються у вигляді порожнин.

Спроекований турбокомпресор позначається маркою ТСА88, що відображає тип турбіни, діаметр компресорного колеса та ступінь підвищення тиску. У даній моделі застосовується радіальна турбіна. Зовнішні діаметри турбінного і компресорного коліс однакові, що спрощує балансування та компонування агрегату.

Згідно із загальною схемою компонування, турбокомпресор належить до машин із консольним розташуванням робочих коліс, коли компресорне та турбінне колеса встановлюються з протилежних боків корпусу на консольних ділянках вала.

Остов турбокомпресора ТСА88 утворений трьома основними корпусами: корпусом компресора (див. рис. 3.2), середнім корпусом та корпусом турбіни. Ця конструктивна схема забезпечує міцність, жорсткість і надійну роботу агрегату.

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

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

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

					КРБ.142.4221.25.05.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

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

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

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

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

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

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

					КРБ.142.4221.25.05.03.ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Ущільнення з боку турбіни запобігає витоку гарячих газів під надлишковим тиском з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника. Крім того, воно перешкоджає потраплянню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де масло могло б перетворюватися на кокс, накопичуватися в зазорах і ускладнювати вільне обертання ротора. Це ущільнення складається з двох пружних кілець.

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

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

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

					КРБ.142.4221.25.05.03.ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час проходження через компресорне колесо, разом з отриманням кінетичної енергії від лопаток, частинки повітря переміщуються каналами колеса – від менших до більших площ поперечного перерізу. Такий рух спричиняє поступове зменшення швидкості повітря у відносній течії, що, відповідно до закону збереження енергії, призводить до перетворення кінетичної енергії в потенційну – швидкість знижується, а тиск зростає. У результаті, за компресорним колесом у потоці повітря приблизно однаково присутні як кінетична (пов'язана з високою, часто надзвуковою швидкістю), так і потенціальна (пов'язана з підвищеним статичним тиском) енергія.

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

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

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

На виході з лопаткового дифузора повітря досягає розрахункового кінцевого тиску (p_k) і має припустиму швидкість, необхідну для входу в повітряний ресивер двигуна. При проектуванні компресора важливо уникати значного

					КРБ.142.4221.25.05.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

перетворення енергії потоку в завитці, оскільки її ККД як перетворювача енергії є відносно низьким. Тому завитка розглядається як збірник повітря з приблизно рівною швидкістю на вході й виході.

Конструктивно завитка виконується у вигляді спіралі з поступово зростаючою площею перерізу в напрямку руху повітря – починаючи від так званого «язика» або розподільчого ребра. Такий підхід забезпечує рівномірний розподіл тиску по колу, знижуючи радіальні сили, що діють на колесо, та стабілізуючи обертання ротора згідно з законом збереження енергії.

3.5 Висновок до розділу

У цьому розділі були визначені основні параметри компресора в складі системи наддуву дизельного двигуна типу 8ДКРН 98/240. За результатами розрахунків було обґрунтовано вибір двох турбокомпресорів марки ТСА88 з радіальними (відцентровими) компресорами та осьовими турбінами. Обрані турбокомпресори забезпечують необхідний ступінь підвищення тиску $P_k = 3,2$ та витрату повітря $Q_k = 33,55 \text{ м}^3/\text{с}$ на кожен турбокомпресор, що відповідає вимогам двигуна на номінальному режимі.

Передбачається, що два однакові турбокомпресора типу ТСА88 здатні будуть забезпечити двигун типу 8ДКРН 98/240 необхідною кількістю наддувального повітря на режимі номінальної потужності. Застосування двох турбокомпресорів обумовлено тим, що жоден з типорозмірів сучасних турбокомпресорів, зокрема серії ТСА, не здатен забезпечити необхідну загальну витрату повітря в обсязі понад $60 \text{ м}^3/\text{с}$, що потрібно для роботи двигуна типу 8ДКРН 98/240. Тому встановлення двох турбокомпресорів є технічно обґрунтованим рішенням, яке дозволяє забезпечити потрібну продуктивність системи наддуву. В системі наддуву двигуна два турбокомпресора будуть встановлені паралельно один до одного по наддувному повітрю.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Забезпечення належних умов праці та зменшення техногенного впливу на навколишнє середовище є невід’ємною складовою сучасної виробничої діяльності. У межах цього розділу розглядаються питання створення безпечного та здорового виробничого середовища для працівників, а також розробка комплексу організаційних, технічних і профілактичних заходів, спрямованих на попередження виробничого травматизму, професійних захворювань і негативного впливу шкідливих факторів.

Окрім того, велика увага приділяється питанням охорони довкілля – мінімізації викидів шкідливих речовин, раціональному використанню природних ресурсів, утилізації відходів та дотриманню екологічного законодавства. Запропоновані заходи спрямовані на забезпечення екологічної безпеки об’єкта та зменшення його впливу на навколишнє середовище відповідно до чинних нормативно-правових актів України.

4.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні

У машинному відділенні, як одному з основних технічних приміщень на суднах або у стаціонарних енергетичних установках, зосереджена велика кількість механічного, теплотехнічного та електротехнічного обладнання, що створює значну концентрацію потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Саме тому аналіз умов праці в цьому середовищі має велике значення для забезпечення безпеки персоналу та розробки відповідних заходів із охорони праці.

Одним із основних небезпечних факторів у машинному відділенні є підвищений рівень шуму, що утворюється в результаті роботи дизельних або турбінних двигунів, компресорів, насосів, редукторів та іншого обертового обладнання. Рівень шуму може сягати 100 дБ і більше, що перевищує гранично допустимі рівні

для постійного перебування людини. Тривалий вплив такого шуму викликає втому, знижує працездатність, може призводити до порушення слуху або розвитку професійного захворювання.

Другим критичним фактором є вібрація — як локальна, так і загальна. Джерелами вібрації є обертові елементи двигунів і механізмів, поршневі установки, вентиляційне обладнання. Вібрація передається через корпуси машин, фундаментні рами, перекриття, а також через інструменти, які тримають працівники. Систематичний вплив вібрації може викликати захворювання опорно-рухового апарату, судинні та нервові розлади.

Температурний режим у машинному відділенні також характеризується несприятливими умовами: висока температура повітря, особливо в районі двигунів і турбін, зумовлена значним тепловиділенням, що часто перевищує допустимі норми. Крім того, можливі локальні перегріви поверхонь обладнання, трубопроводів, котлів, що створює ризик термічних опіків при випадковому контакті. У поєднанні з високою вологістю та обмеженою вентиляцією це створює надмірне теплове навантаження на організм працівника, знижує працездатність і підвищує ризик нещасних випадків.

Серед хімічних шкідливих факторів варто виділити можливу наявність парів пального, олив, відпрацьованих газів, а також продуктів згоряння, які можуть потрапляти в повітря в разі порушення герметичності паливної чи мастильної системи. Такі речовини мають токсичну дію при вдиханні, а за умов недостатньої вентиляції можуть досягати вибухонебезпечних концентрацій. Зокрема, пари дизельного пального чи мастил можуть бути не лише шкідливими, а й горючими, що створює додаткову пожежну небезпеку.

Фактор загазованості доповнюється ймовірністю утворення чадного газу, оксидів азоту, сірки, які утворюються під час неповного згоряння палива, а також при порушеннях у роботі системи випуску. Тривалий вплив цих сполук може спричиняти отруєння, головний біль, втрату свідомості або навіть летальні наслідки у замкненому просторі без своєчасного виявлення та вентиляції.

					КРБ.142.4221.25.05.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		59

Крім того, в машинному відділенні існує ризик ураження електричним струмом. Висока щільність розміщення електротехнічного обладнання, наявність струмоведучих частин, робота в умовах підвищеної вологості та можливої конденсації вологи на електроприладах створюють небезпечне поєднання факторів. Недотримання правил електробезпеки або порушення ізоляції проводів та елементів електроустановок може призвести до важких травм або смертельного ураження.

Ще одним суттєвим небезпечним фактором є обмежений простір, велика кількість трубопроводів, виступаючих частин, порогів, люків, що ускладнює пересування персоналу, особливо в аварійних ситуаціях. Це підвищує ризик травм, падінь, забоїв, порізів і навіть ускладнює евакуацію у разі виникнення пожежі чи витоку небезпечних речовин.

Пожежонебезпека є постійною загрозою в машинному відділенні, враховуючи наявність великої кількості горючих матеріалів (пально-мастильні речовини, ізоляція, кабелі), високих температур і джерел займання. У разі витоку пального або масла, поєданого з гарячими поверхнями чи іскроутворенням, може швидко виникнути загоряння з ризиком поширення полум'я по всьому відсіку.

З урахуванням вищезазначеного, можна зробити висновок, що машинне відділення є зоною підвищеної небезпеки для персоналу, що вимагає системного підходу до аналізу виробничого середовища, запровадження ефективних заходів індивідуального та колективного захисту, а також постійного контролю за станом обладнання, вентиляції, пожежної та електробезпеки.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Експлуатація головного суднового двигуна, особливо дизельного типу великої потужності, пов'язана зі значним техногенним впливом на навколишнє середовище. Суднові енергетичні установки є потужними джерелами забруднення атмосферного повітря, морського середовища, а також джерелами шуму і теплового навантаження. Тому питання екологічної безпеки під час роботи головного

					КРБ.142.4221.25.05.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		60

двигуна має ключове значення в контексті дотримання міжнародного морського законодавства та стандартів сталого розвитку.

Найбільший негативний екологічний вплив під час експлуатації головного суднового двигуна становлять відпрацьовані гази. До їх складу входять оксиди азоту (NO_x), оксид вуглецю (CO), сірчистий ангідрид (SO₂), вуглеводні (C_xH_y), сажа та діоксид вуглецю (CO₂). Ці речовини спричиняють утворення кислотних дощів, парниковий ефект, негативно впливають на здоров'я людей і стан морських екосистем. Особливої уваги потребує вміст оксидів сірки, адже морське паливо традиційно мало високий вміст сірки. У зв'язку з цим Міжнародна морська організація (IMO) у межах Конвенції MARPOL встановила суворі обмеження щодо вмісту сірки в судновому паливі (не більше 0,5 % з 2020 року, а в спеціальних зонах – до 0,1 %).

Зменшення викидів шкідливих речовин досягається шляхом використання очищеного палива з низьким вмістом сірки, встановленням систем селективної каталітичної нейтралізації (SCR) для зменшення NO_x, а також використання скрубберів – установок для очищення вихлопних газів від сірчистих сполук. Деякі сучасні судна переходять на альтернативні види палива, такі як скраплений природний газ (СПГ), що суттєво знижує екологічне навантаження.

Окрім газоподібних викидів, експлуатація головного двигуна створює ризик забруднення морського середовища нафтопродуктами — паливом, оливами, відпрацьованими технічними рідинами. Ймовірними джерелами витоків є негерметичні трубопроводи, фланцеві з'єднання, несправності у системах змащення або розливи при заправці. Для запобігання забрудненню впроваджуються системи збору і обробки зливних вод, розділювачі паливо-олив'яних емульсій (білджові сепаратори), а також дублюючі контури герметизації трубопроводів. Усі зливи з судна дозволені лише за умови відповідності міжнародним нормам (наприклад, вміст вуглеводнів у зливі – не більше 15 мг/л).

Ще один аспект – шумове забруднення, яке виникає при роботі головного двигуна та допоміжного обладнання. Воно негативно впливає не лише на екіпаж,

					КРБ.142.4221.25.05.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		61

а й на морську фауну, зокрема ссавців, чутливих до підводного шуму. Для зниження шуму використовуються спеціальні звукопоглинальні кожухи, антивібраційні опори, шумоізолюючі матеріали у машинних приміщеннях, а також глушники вихлопу.

Не менш важливим є теплова енергія, яка розсіюється у морське середовище через систему охолодження двигуна. У випадку прямого скидання нагрітої води у море можливе порушення локального температурного балансу. Для зниження цього впливу застосовують теплообмінники з замкненим контуром або ж системи утилізації тепла – наприклад, для підігріву технічної чи побутової води на борту.

Таким чином, охорона навколишнього середовища під час експлуатації головного суднового двигуна вимагає комплексного підходу, що базується на технічних засобах очищення викидів, контролі витоків, дотриманні міжнародних екологічних норм (зокрема, MARPOL Annex VI), використанні екологічно безпечного палива, впровадженні систем енергоефективності та забезпеченні належного технічного стану обладнання. Лише за таких умов можна забезпечити ефективну роботу суднової енергетичної установки без загрози для морського середовища.

4.3 Висновок до розділу

У розділі було проведено детальний аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні, а також розглянуто основні аспекти охорони навколишнього середовища при експлуатації головного суднового двигуна. Встановлено, що машинне відділення є зоною підвищеного ризику через високі рівні шуму, вібрації, температурних навантажень, наявність токсичних газів і потенційну пожежонебезпеку, що вимагає комплексного підходу до забезпечення безпеки праці.

Водночас, експлуатація головного суднового двигуна має значний вплив на екологічний стан навколишнього середовища через викиди шкідливих речовин в атмосферу та можливі забруднення морського середовища. Для мінімізації нега-

					КРБ.142.4221.25.05.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		62

тивних наслідків запропоновано застосування сучасних технологій очищення відпрацьованих газів, контролю витоків пального і мастил, а також заходів із зниження шумового та теплового забруднення.

Отже, забезпечення безпеки праці та охорони довкілля при експлуатації суднових енергетичних установок потребує постійного контролю, оновлення технічних засобів і впровадження сучасних екологічних стандартів, що сприятиме сталому і безпечному функціонуванню суден.

					КРБ.142.4221.25.05.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		63

ВИСНОВОК ДО РОБОТИ

У даній кваліфікаційній роботі було всебічно досліджено головний судновий двигун MAN B&W 8K98ME (8ДКРН 98/240), який відповідає сучасним екологічним стандартам та нормам безпеки. Перший розділ роботи присвячений детальному опису загальної конструкції двигуна, його основних складових та принципів роботи, що створює базу для подальшого технічного аналізу.

У другому розділі проведено комплексні розрахунки, які охоплюють робочий процес двигуна, побудову теоретичної індикаторної діаграми, а також динамічний аналіз із визначенням сил, що діють на основні деталі кривошипно-шатунного механізму. Ці розрахунки забезпечують глибоке розуміння роботи двигуна і підкреслюють взаємозв'язок між його конструктивними особливостями та технічними показниками.

Третій розділ містить перевірочний розрахунок відцентрового компресора системи наддуву. На основі визначених витрат повітря та ступеня підвищення тиску виконано підбір оптимального турбокомпресора, що забезпечує необхідні параметри роботи двигуна на номінальному режимі. Цей розділ демонструє практичну значущість інженерних рішень для ефективної роботи судового двигуна.

У четвертому розділі розглянуто питання охорони праці та екологічної безпеки під час експлуатації головного судового двигуна. Проведено ґрунтовний аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні, визначено заходи щодо їх усунення або зниження до допустимих нормативних рівнів. Особлива увага приділена екологічним аспектам, зокрема контролю викидів шкідливих речовин, попередженню забруднень морського середовища та зниженню шумового та теплового навантаження.

Загалом, робота поєднує теоретичні та практичні аспекти, що забезпечує комплексний підхід до вивчення і вдосконалення роботи головного судового двигуна. Впровадження запропонованих рішень сприятиме підви-

					КРБ.142.4221.25.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

щенню ефективності роботи двигуна, зниженню його впливу на навколишнє середовище і покращенню умов праці на судні, що відповідає вимогам сучасної морської індустрії і міжнародних стандартів.

					КРБ.142.4221.25.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. 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/>.
4. Горбов В. М. Енциклопедія судової енергетики / В. М Горбов, В. П. Кот // Миколаїв: НУК – 2013 - 607 с.
5. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
6. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
7. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем судових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В. О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018. – 98 с.
8. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.
9. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

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

11. 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.

					КРБ.142.4221.25.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67