

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»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

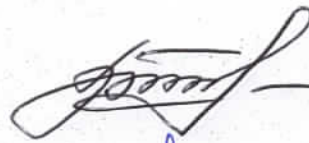
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

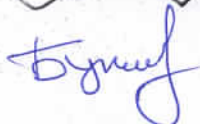
Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



Є. Р. Буковський

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » _____ 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Буковський Євген Русланович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Наливайко В. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип – 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5), потужність двигуна – 10215 кВт; частота обертання колінчатого валу – 146 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 9ДКРН 40/177; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 9ДКРН 40/177; Розробка турбокомпресора двигуна 9ДКРН 40/177; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 9ДКРН 40/177; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор двигуна 9ДКРН 40/177

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
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Є. Р. Буковський/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/В. С. Наливайко/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового двигуна 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5), потужністю 10215 кВт та 146 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також турбокомпресорний агрегат. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 49 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двотактний двигун, шток, турбіна, компресор.

The qualification work presents the results of calculations for the main ship diesel engine 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5) with a power of 10215 kW and 146 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the turbocharger. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 49 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: two-stroke engine, rod, turbine, compressor.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 9ДКРН 40/177.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 9ДКРН 40/177.....	16
Розділ 3. Розробка паливної системи двигуна 9ДКРН 40/177.....	28
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	39
Висновки.....	45
Список використаної літератури.....	46
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 9ДКРН 40/177.....	47
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	48
Додаток В. Турбокомпресор двигуна 9ДКРН 40/177.....	49

					<i>КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасному морському транспорті провідне місце займають суднові дизельні двигуни великої потужності, що забезпечують енергоефективне й надійне функціонування суден різного призначення. Серед таких силових установок особливу роль відіграють двотактні дизельні двигуни типу MAN B&W серії ME-C, які поєднують у собі високу питому потужність, економічність, екологічну відповідність сучасним вимогам та можливість цифрового управління робочими процесами.

Головний судновий двигун типу 9ДКРН 40/177 (відповідний закордонний аналог – MAN B&W 9S40ME-C9.5) є високоефективною двотактною дизельною силовою установкою, яка встановлюється на вантажних судах великої тоннажності. Цей тип двигуна відзначається електронним керуванням паливоподачею, можливістю гнучкої адаптації до режимів експлуатації та зменшеним рівнем викидів забруднюючих речовин [1].

Метою роботи є виконання техніко-економічного обґрунтування та інженерного розрахунку основних параметрів головного суднового двигуна типу 9ДКРН 40/177 з урахуванням сучасних вимог до надійності, економічності, екологічності та технічного обслуговування.

Об’єктом дослідження виступає головний судновий двотактний дизельний двигун 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5), який використовується як рушійна установка на сучасних морських судах.

Предметом дослідження є процес теплотехнічного та конструктивного розрахунку головного двигуна, зокрема визначення його індикаторних параметрів, розрахунок силового навантаження на основні вузли, аналіз показників ККД, паливної економічності, а також дослідження принципів наддуву.

У процесі виконання роботи буде застосовано комплекс методів інженерного аналізу, зокрема тепловий розрахунок робочого циклу, силовий

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахунок елементів кривошипно-шатунного механізму, а також сучасні підходи до оцінки експлуатаційних характеристик двигуна.

Отримані результати дозволять сформулювати узагальнене уявлення про проектування та оптимізацію судових двигунів великої потужності відповідно до сучасних вимог морського транспорту.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 9ДКРН 40/177

Головний судновий двигун 9ДКРН 40/177 (рис. 1.1) є сучасним високоефективним двотактним дизельним двигуном з прямим реверсом, що розроблений для використання як основна рушійна установка на великотоннажних морських судах.

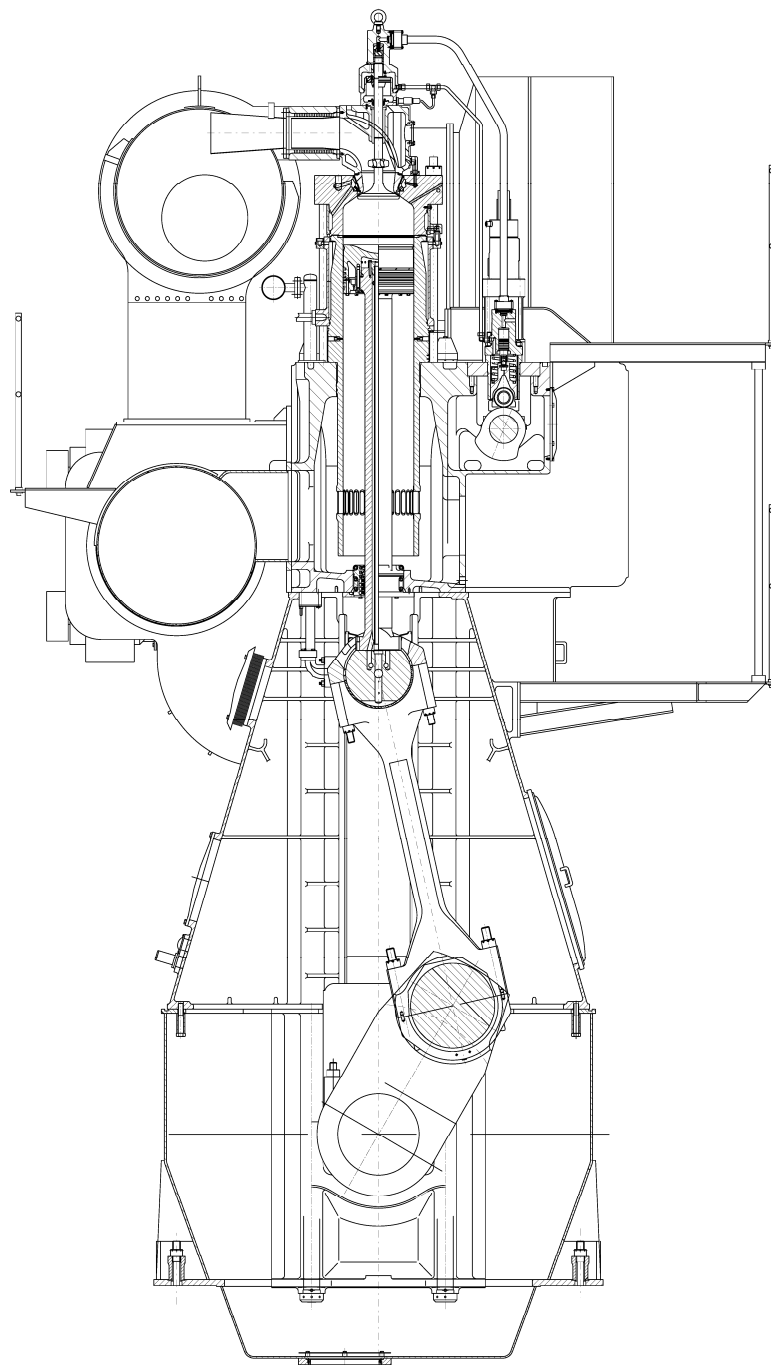


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Двигун належить до серії ME-C, у якій реалізовано електронне керування процесом подачі палива та наддувом, що забезпечує гнучкість у керуванні робочим процесом, зниження витрати палива й відповідність вимогам міжнародних екологічних стандартів (IMO Tier II, можливість адаптації до Tier III з SCR).

Фундаментна рама двигуна виготовляється з урахуванням розміщення упорного підшипника в кормовій частині установки. Конструкція фундаментної рами є зварною, при цьому зазвичай литі елементи балок головних підшипників виготовляються з прокатних сталевих листів або литої сталі.

Для кріплення двигуна до суднового кіля використовуються довгі пружні анкерні болти та гідравлічні пристрої для їх затягування. При встановленні двигуна на епоксидні підкладки фундаментна рама виготовляється без кінцевого нахилу.

Масляний піддон, що зварюється зі сталевих листів і приєднується до фундаментної рами, призначений для збору відпрацьованої оливи з системи примусового змащування та охолодження. Виходи з піддону для зливу оливи виконані у вертикальному варіанті за стандартом і обладнані ґратками для захисту від забруднень.

Головні підшипники складаються з тонкостінних сталевих вкладишів, покритих шаром бабіту. Нижню половину підшипника можливо встановлювати та знімати шляхом її провертання за допомогою спеціального інструменту в поєднанні з гідравлічним пристроєм для підйому колінчастого вала. Положення вкладишів фіксується спеціальним підшипниковим ковпаком.

Картер (рама) циліндрів

Картер двигуна має зварну конструкцію. З боку випуску відпрацьованих газів кожен циліндр оснащений запобіжними клапанами (вентиллями розвантаження), які забезпечують безпечне скидання надлишкового тиску. З

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

боку обслуговування (маневрового боку) передбачено великі відкидні люки для доступу до кожного циліндра, що значно полегшує технічне обслуговування та ремонт.

Напрямні хрестовини (гідродинамічні опори поршневого штока) зварюються безпосередньо до корпусу рами. Конструкція напрямних базується на перевіреному трикутному профілі з подвійними стяжними болтами, які забезпечують високу жорсткість та точну підтримку для сил, що діють на напрямну поверхню хрестовини [2].

Циліндрова рама та сальниковий вузол поршневого штока

Циліндрова рама може виготовлятися в одному з двох конструктивних виконань:

з високоміцного (графітного) чавуну;

у вигляді зварної конструкції з вбудованим ресивером наддувального повітря.

У циліндровій рамі передбачено люки для доступу до простору наддуву з метою очищення, а також для огляду продувальних вікон та поршневих кілець з боку обслуговування. Разом із гільзою циліндра вона формує порожнину ресивера наддувального повітря.

У циліндрову раму вмонтовані трубопроводи подачі охолоджувальної оливи до поршня. Також на цій частині двигуна монтуються турбокомпресор, ресивер наддувального повітря, коробка охолодження повітря та кронштейни для галерей.

У нижній частині циліндрової рами розташовується сальниковий вузол поршневого штока, що складається з ущільнювальних кілець, які запобігають прориву повітря з ресивера, а також з оливовідбійних кілець, які перешкоджають потраплянню мастила з картера у простір продувального повітря.

Сливні отвори для збирання конденсату з простору наддуву та з сальникового вузла також розміщені в нижній частині циліндрової рами, що

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

забезпечує ефективне відведення скупчень конденсату та запобігає забрудненню системи наддуву.

Гільза циліндра

Гільза виготовляється з легованого сірого чавуну та підвішується в циліндровій рамі за допомогою фланця, розташованого в нижній частині. У верхній частині гільзи передбачено водяну сорочку для охолодження. Бічні стінки гільзи мають продувальні вікна для наддувального повітря, а також отвори для подачі змащувальної оливи до циліндрової поверхні. За окремим замовленням можливе виготовлення гільз із підготовленими посадковими місцями для встановлення температурних датчиків.

Кришка циліндра

Кришка циліндра виконана з поковки високоякісної сталі як монолітна деталь. У її конструкції передбачено канали для циркуляції охолоджувальної води. Центральний отвір призначений для встановлення випускного клапана, а додаткові отвори — для паливних форсунок, пускового клапана та клапана для індикаторних вимірювань.

Кришка кріпиться до циліндрової рами за допомогою шпильок і гідравлічно затягуваних гайок, що забезпечує герметичне з'єднання й рівномірний розподіл зусиль.

Колінчастий вал

Колінчастий вал має складену конструкцію (напівзбірний тип) і виготовляється з поковок або литих сталевих щік. Для двигунів із дев'ятьма й більше циліндрами колінчастий вал постачається у вигляді двох з'єднаних частин.

На кормовому кінці вала розміщується:

бурт для встановлення упорного підшипника;

фланець для приєднання зубчастого колеса редуктора, що приводить у дію гідравлічну станцію (за наявності);

фланець для обертального колеса (ручного повертання вала);

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

фланець для кріплення з'єднувальних болтів до проміжного вала.

На носовій частині вала розташовано:

бурт для встановлення демпфера осьових коливань;

фланець для монтажу балансувального (налаштувального) колеса.

Цей фланець також може використовуватись як точка зняття потужності (РТО) — за наявності відповідної потреби. Кріпильні болти та гайки для з'єднання колінчастого вала з проміжним валом зазвичай не входять до стандартного комплекту постачання.

Упорний підшипник

Сила осьового навантаження, що виникає внаслідок дії гвинта, передається через упорний бурт, сегменти підшипника та фундаментну раму до торцевих підкладок і суднового кіля. Упорний підшипник розташовується в кормовій частині двигуна і має конструкцію типу V&W–Michell.

Основними елементами упорного вузла є:

упорний бурт на колінчастому валу;

опора підшипника;

сегменти зі сталі, покриті шаром білого металу (бабіту), які забезпечують плавну передачу осьового навантаження.

Для двигунів із дев'ятьма й більше циліндрами встановлюється підшипник кругового (360°) типу, тоді як у менш потужних двигунах застосовується варіант 240°. Упорний бурт виготовляється за гнучкою конструкцією фірми MAN Energy Solutions із використанням спеціальної геометрії кулачків, що забезпечує рівномірний розподіл зусиль.

Упорний вал є невід'ємною частиною колінчастого вала й змащується через загальну систему змащування двигуна.

Підвищувальний редуктор

У разі наявності гідравлічної системи живлення, яка приводиться в дію механічно від двигуна, основні гідронасоси працюють за рахунок обертання

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

колінчастого вала через підвищувальний редуктор. Система змащування цього редуктора також підключена до головної оливної системи двигуна.

Механізм провертання

Колесо для провертання встановлено на упорному валу. Його обертання забезпечується шестернею, яка з'єднана з електродвигуном через кінцевий вал редуктора. Сам привід розміщується на фундаментній рамі двигуна.

Електродвигун оснащено вбудованим гальмом, що забезпечує фіксацію механізму під час зупинки. Для запобігання запуску головного двигуна при увімкненому механізмі провертання передбачено блокувальний пристрій.

Увімкнення та вимкнення механізму здійснюється вручну шляхом осьового переміщення зубчастого колеса (піоніону). Контроль за роботою системи здійснюється за допомогою пускового обладнання та ручного пульта керування, які входять до базової комплектації двигуна.

Осьовий демпфер коливань

У конструкції двигуна передбачено осьовий демпфер коливань, який встановлюється на передньому кінці колінчастого вала. Демпфер складається з поршня та корпусу роздільного типу, що монтується перед першим головним підшипником.

Поршень виконано як інтегральну частину (бурт) головної шийки колінчастого вала, тоді як корпус закріплюється на опорі головного підшипника. Для перевірки працездатності демпфера передбачено механічний індикатор, а як опція може бути встановлений електронний монітор вібрацій.

Для двигунів серії Mk 9 та вище обов'язковою є наявність системи моніторингу осьових коливань із функціями індикації технічного стану, видачі сигналу тривоги та автоматичного зниження навантаження (slow down).

Балансувальне колесо / Торсіонний демпфер

У залежності від результатів розрахунків на крутильні коливання, може виникнути необхідність у встановленні балансувального колеса або демпфера

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

крутильних коливань. Таке обладнання замовляється окремо відповідно до специфікацій проєкту.

Шатун

Шатун виготовляється з поковок або литої сталі та комплектується ковпаками підшипників крейцкопфа і колінчастої шийки. Обидва ковпаки закріплюються за допомогою шпильок і гайок, які затягуються гідравлічними домкратами.

Підшипник крейцкопфа складається з тонкостінних сталевих вкладишів, покритих антифрикційним металом (бабітом). Ковпак цього підшипника виготовлений монолітно з фаскою під поршневий шток. Підшипник колінчастої шийки також має вкладиші з аналогічним покриттям, а змащення подається через канали в шатуні та крейцкопфі.

Поршень

Поршень складається з головки та спідниці. Головка поршня виготовляється з жаростійкої сталі. У верхній частині гільзи циліндра розташовано кільце для очищення поршня від нагару й золи.

Поршень має чотири кільцеві канавки, хромовані з обох боків. Верхнє кільце типу CPR (Controlled Pressure Relief) забезпечує контрольований скид тиску, інші три кільця мають скошений розріз. Перше кільце вищого профілю, ніж решта. Усі кільця мають алюмінієве покриття для полегшення обкатки.

Спідниця поршня виготовляється з чавуну та покривається бронзовою стрічкою або молібденовим (Mo) шаром для зниження тертя.

Поршневий шток

Поршневий шток виготовляється з поковок сталі, поверхнево загартовується у зоні роботи сальникового вузла. З'єднання з крейцкопфом виконується чотирма болтами. Усередині штока розміщується центральний канал, що разом із трубкою для оливи утворює систему подачі та відведення охолоджувального мастила.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крейцкопф

Крейцкопф виготовляється з поковок сталі й комплектується напрямними черевиками з литої сталі, поверхня яких покрита білим металом. Напрямні черевики мають низький коефіцієнт тертя, а підшипники крейцкопфа — широкі опорні поверхні (типу wide pad) для зниження навантаження.

На черевиках також змонтовано телескопічну трубку подачі мастила та зливну трубку, що забезпечує надійне змащення вузлів крейцкопфа.

Гідравлічна силова установка (HPS)

Гідравлічна силова установка забезпечує фільтрацію та нагнітання оливи до тиску 300 бар для використання у гідросистемі двигуна. Вона може мати такі виконання:

Механічно-приводна HPS (від колінчастого вала) з додатковими електричними насосами для запуску;

Електрично-приводна HPS, яка суміщає основну й пускову функцію;

Комбінована HPS — основний механічний привід з електричними насосами резервного живлення.

Для двигунів з 8 циліндрами і менше механічна HPS розташовується в кормовій частині, а для 9-циліндрових і більше — у середній частині двигуна. Електричні HPS зазвичай встановлюються в кормовій частині.

Гідравлічний циліндровий модуль (HCU)

Кожен циліндр оснащується індивідуальним гідравлічним блоком HCU, який складається з монтажної плити та розподільного блока. На останньому встановлюються один або кілька акумуляторів тиску, які забезпечують піковий гідравлічний потік під час уприскування палива [3].

Цей блок виконує також опорну функцію для:

гідравлічного підсилювача тиску палива;

гідравлічного привода випускного клапана.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У конструкції використовується одношарова трубна система, що відповідає тиску в 300 бар.

Підсилювач тиску палива та трубопроводи високого тиску

Кожен циліндр має окремий гідравлічно керований підсилювач тиску палива. Уприскування пального здійснюється за допомогою електронно керованих багатоканальних клапанів типу FIVA або ELFI, які під'єднані до блоку керування циліндром (CCU).

Паливопроводи високого тиску мають двостінну конструкцію з вбудованою конічною опорою. Вони теплоізольовані, але не мають підігріву.

Паливні форсунки та пусковий клапан

Кришка кожного циліндра обладнана:

двома паливними форсунками;

пусковим повітряним клапаном;

індикаторним штуцером.

Відкривання паливних клапанів здійснюється тиском палива від підсилювача, а закривання — за допомогою пружини. Передбачена автоматична вентиляційна заслінка, яка:

забезпечує циркуляцію палива при зупиненому двигуні;

запобігає затопленню камери згоряння у разі зависання голки клапана.

Злив палива з клапанів здійснюється в герметичну систему.

Подача пускового повітря здійснюється через електромагнітний клапан, керований блоком керування циліндром. Відкривання пускового клапана відбувається за допомогою повітря, синхронізовано системою керування двигуном, закриття — під дією пружини. Перед запуском реалізується програмний цикл повільного провертання двигуна.

Випускний клапан

Випускний клапан складається з корпусу та шпинделя:

Корпус виготовлений із чавуну та має систему водяного охолодження.

Нижня частина корпусу виконана зі сталі з гартованим сідлом типу Wide-seat.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шпиндель (типу DuraSpindle) стандартно виготовляється з високоміцної сталі, але за потреби можливе виконання з матеріалу Nimonic.

Корпус клапана фіксується до кришки циліндра за допомогою шпильок та гідравлічно затягуваних гайок. Відкриття клапана здійснюється гідравлічно, за допомогою електронної системи активації клапанів (FIVA або ELVA), закриття — за допомогою повітряної пружини.

Під час роботи шпиндель клапана обертається повільно за рахунок дії вихлопних газів на лопатеве колесо, встановлене на шпинделі.

Ущільнення напрямної випускного клапана

Для ущільнення використовується система Controlled Oil Level (COL) — мастильна олива утворює ванну в нижній частині повітряного циліндра, вище ущільнювального кільця. Ця олива забезпечує змащення напрямної та ущільнювального кільця, запобігаючи витоку газів і зносу.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 9ДКРН 40/177

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

У процесі проектування суднового дизельного двигуна одним з основних етапів є розрахунок робочого циклу, який дозволяє оцінити теплотехнічні параметри процесів згоряння, розширення, продувки та стискування. Однією з найбільш визнаних і обґрунтованих у судновому двигунобудуванні є методика розрахунку за Гриневецького-Мазінга, яка широко застосовується в інженерній практиці для попереднього аналізу термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння.

Методика базується на аналізі індикаторного діаграмного циклу з урахуванням реальних процесів теплообміну, втрат на газообмін, згоряння палива та механічного тертя. Її суть полягає в уточненні ідеалізованого циклу (зокрема циклу Сабате або дизельного) шляхом введення коефіцієнтів, що коригують процеси стискування, згоряння, розширення та продувки відповідно до реальних умов роботи двигуна.

У розрахунку за Гриневецького-Мазінга передбачено використання наступних вхідних параметрів:

геометричні характеристики двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стискування);

фізико-хімічні властивості палива;

температурні та тискові значення на початку та в кінці кожного такту;

ефективні коефіцієнти теплообміну та втрат.

На основі методики виконується покрокове обчислення тиску та температури в характерних точках циклу, визначається індикаторна діаграма, обчислюються індикаторна робота, середній індикаторний тиск, питома витрата палива, теплова ефективність (ККД індикаторний) та інші показники.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перевагою методу Гриневецького-Мазінга є його достатня точність при відносно нескладній реалізації, що дозволяє використовувати його на етапах техніко-економічного обґрунтування та ескізного проєктування двигунів. Крім того, методика дозволяє виявити вплив змін окремих параметрів (наприклад, кута випередження уприскування, ступеня наддуву, ефективності охолодження) на загальні показники роботи силової установки.

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	10215
Частота обертання	n	хв ⁻¹	146
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,38
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_z		0,05
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98
Ступінь стиснення	ε		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,2
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	10
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0,07
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,93

Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,9
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,005
ККД системи охолодження	η_0		0,8
Температура залишкових газів	T_r	К	600
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		9
Діаметр циліндра	D_c	м	0,4
Хід поршня	S_c	м	1,77
Коефіцієнт тактності	z		1
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,415
Показник адіабати повітря	k_e		1,4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,93
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,8
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_p		0,97
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,795

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Знач.
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	422,603
Температура повітря в ресивері	T_s	К	322,921
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	345,639
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,375

Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,364
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,856
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	15,831
Температура в кінці стиснення	T_c	К	940,165
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,195
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0265
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0252
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,024
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1806
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	18,997
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,639
Ступінь подальшого розширення	δ		9,761
Показник політропи розширення	n_2		1,283
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	948
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,022
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,447
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,253
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,16
Індикаторний ККД	η_i	-	0,527
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,095
Ефективний ККД	η_e	-	0,491
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,172
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	10215
Результати визначення дійсного Пк компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	17,719

Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	18,207
Тиск газів перед турбіною	P_T	МПа	0,302
Температура газів	T_t	К	724,824
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,227
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,473
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,379
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		3,753
Розрахунковий тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,3802

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є важливим інструментом графічного представлення змін тиску газу в циліндрі двигуна протягом одного робочого циклу в залежності від кута повороту колінчастого вала. Вона дозволяє наочно проаналізувати основні процеси циклу — впуск, стискання, згоряння, розширення та випуск — і слугує підґрунтям для оцінки індикаторної роботи, середнього індикаторного тиску та теплотехнічної ефективності двигуна. Розрахунок координат точок для фаз стиснення та розширення, які моделюються політропними залежностями, здійснюється за такими формулами [4]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,283
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,831
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,997
Ступінь попереднього розширення ρ	1,639
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,00	
1,00	15,83	19,00
1,64	8,08	19,00
2,36	4,93	11,92
3,08	3,43	8,47
3,79	2,58	6,47
4,51	2,04	5,18
5,23	1,67	4,29
5,95	1,40	3,64
6,67	1,20	3,14
7,38	1,04	2,75
8,10	0,92	2,45
8,82	0,82	2,19
9,54	0,74	1,98
10,26	0,67	1,81
10,97	0,61	1,66
11,69	0,56	1,53
12,41	0,51	1,41
13,13	0,48	1,32
13,85	0,44	1,23
14,56	0,41	1,15
15,28	0,39	1,08
16,00	0,36	1,02
16,00		0,36

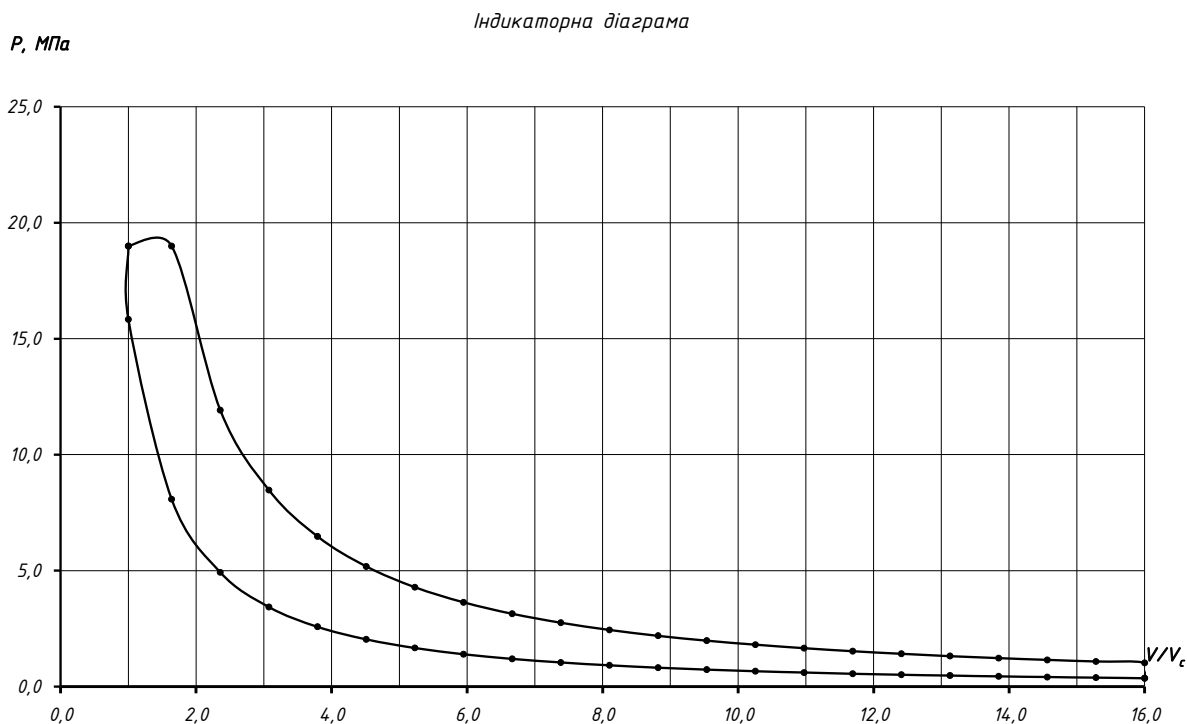


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графічні залежності, що характеризують зміну зусиль у процесі обертання колінчастого вала, застосовуються для детального вивчення силових впливів, які виникають у різні фази його циклічного руху. Такі діаграми є важливим інструментом для оцінки ступеня механічного навантаження на окремі вузли вала, а також для аналізу його балансування й стійкості до змінних навантажень. Побудова вказаних графіків спирається на результати теплового аналізу робочого процесу, з урахуванням змін зовнішніх і внутрішніх силових факторів, що впливають на роботу кривошипно-шатунного механізму протягом обертального циклу [5].

У ході побудови динамічних характеристик враховуються наступні складові сил:

P_g — сила газового тиску, що впливає на поршень під час згоряння;

P_j — сила інерції, спричинена рухом мас, які здійснюють прямолінійний зворотно-поступальний рух;

P_{dv} — вертикальна складова, що прикладена до осі поршневого пальця і відповідає за передачу рушійного імпульсу;

N — нормальна сила взаємодії поршня зі стінкою втулки циліндра;

Q — сила, що діє вздовж осі шатуна;

T — тангенціальна (дотична) складова сили, яка спрямована по траєкторії обертання колінчастого вала;

Z — осьове зусилля, прикладене вздовж осі обертання кривошипа.

Схематичне зображення прикладання зазначених сил у структурі КШМ подано на рисунку 2.2.

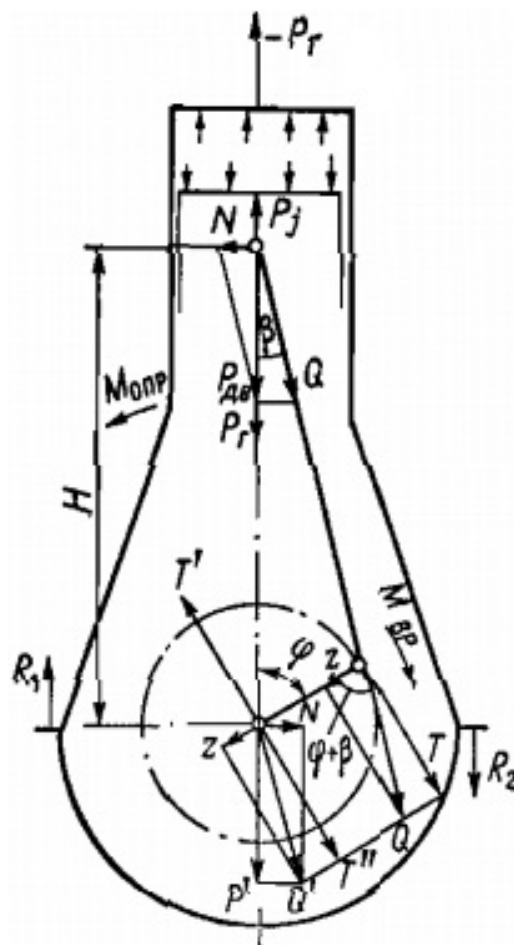


Рисунок 2.2 – Схема силової взаємодії у кривошипно-шатунному механізмі

Початкові параметри, які використано для моделювання динаміки, зведено у таблицю 2.4. Отримані в результаті обчислень дані представлені в

таблицях 2.5 і 2.6. На їх основі були сформовані графіки динамічного навантаження, що подані на рисунках 2.3–2.5.

Рисунок 2.3 демонструє:

- P_r — тиск газів у циліндрі;
- P_j — інерційну силу одного циліндра;
- P_{dv} — вертикальну рушійну складову.

Рисунок 2.4 відображає:

- N — силу притиску поршня до втулки;
- Z — осьове навантаження на кривошипну частину;
- T — дотичну силу, що впливає на колінчастий вал.

Рисунок 2.5 подає:

- $T\Sigma$ — сумарну дотичну силу, що діє у механізмі;
- $T_{cp}\Sigma$ — усереднене значення сумарної дотичної сили за один робочий

цикл.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

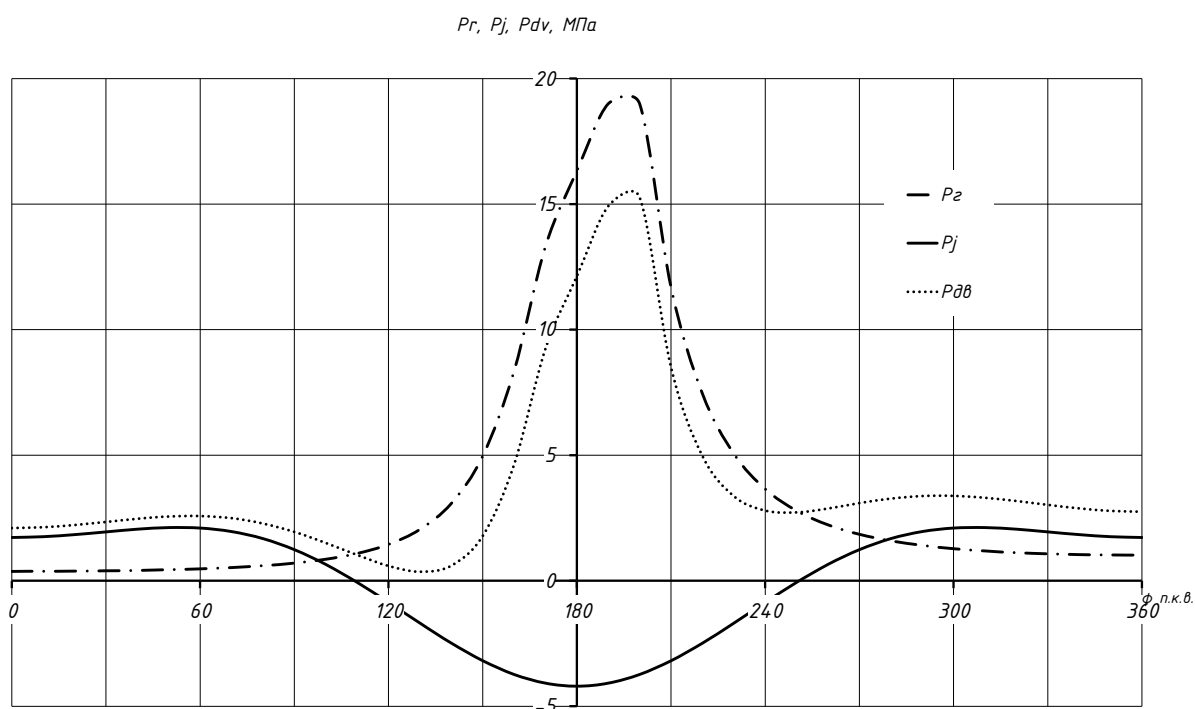
Діаметр поршня	м	D	0,4
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	146
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,997
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,375
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,418
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	1800
Радіус кривошипа	м	r	0,885
Ступінь стиснення		ϵ	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,283
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,639
Кількість циліндрів		i	9

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,375	1,724	2,099	0,000	-2,099	0,000
10	190	0,377	1,753	2,131	-0,155	-2,125	-0,217
20	200	0,384	1,835	2,219	-0,319	-2,194	-0,459
30	210	0,395	1,946	2,341	-0,497	-2,276	-0,741
40	220	0,413	2,054	2,467	-0,679	-2,327	-1,066
50	230	0,439	2,119	2,558	-0,848	-2,294	-1,414
60	240	0,476	2,100	2,576	-0,975	-2,133	-1,743
70	250	0,528	1,961	2,489	-1,031	-1,820	-1,986
80	260	0,600	1,678	2,278	-0,995	-1,375	-2,071
90	270	0,704	1,238	1,942	-0,863	-0,863	-1,942
100	280	0,857	0,649	1,506	-0,657	-0,386	-1,597
110	290	1,087	-0,065	1,023	-0,424	-0,048	-1,106
120	300	1,449	-0,862	0,587	-0,222	0,101	-0,620
130	310	2,046	-1,689	0,357	-0,119	0,139	-0,350
140	320	3,084	-2,484	0,600	-0,165	0,353	-0,512
150	330	4,968	-3,184	1,784	-0,378	1,356	-1,220
160	340	8,356	-3,732	4,625	-0,666	4,118	-2,207
170	350	13,320	-4,080	9,240	-0,672	8,983	-2,266
180	360	16,324	-4,200	12,125	0,000	12,125	0,000
190	370	18,997	-4,080	14,917	1,085	14,502	3,658
200	380	18,997	-3,732	15,265	2,197	13,593	7,286
210	390	11,667	-3,184	8,483	1,799	6,447	5,800
220	400	7,443	-2,484	4,959	1,365	2,921	4,233
230	410	5,056	-1,689	3,367	1,117	1,309	3,297
240	420	3,652	-0,862	2,790	1,057	0,480	2,945
250	430	2,785	-0,065	2,721	1,127	-0,129	2,942
260	440	2,226	0,649	2,875	1,255	-0,737	3,049
270	450	1,850	1,238	3,088	1,372	-1,372	3,088
280	460	1,591	1,678	3,269	1,427	-1,973	2,972
290	470	1,409	1,961	3,370	1,396	-2,465	2,690
300	480	1,279	2,100	3,379	1,280	-2,798	2,286
310	490	1,186	2,119	3,305	1,096	-2,964	1,827
320	500	1,120	2,054	3,173	0,874	-2,993	1,370
330	510	1,074	1,946	3,020	0,640	-2,935	0,955
340	520	1,044	1,835	2,878	0,414	-2,847	0,595
350	530	1,027	1,753	2,780	0,202	-2,773	0,284
360	540	1,021	1,724	2,745	0,000	-2,745	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			40								
φ°	T _E									T _E	T ^{cp} _E
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	-1,066	-2,071	-0,620	-2,207	7,286	2,945	2,972	1,370	8,61	6,94
10	-0,217	-1,414	-1,942	-0,350	-2,266	5,800	2,942	2,690	0,955	6,20	6,94
20	-0,459	-1,743	-1,597	-0,512	0,000	4,233	3,049	2,286	0,595	5,85	6,94
30	-0,741	-1,986	-1,106	-1,220	3,658	3,297	3,088	1,827	0,284	7,10	6,94
40	-1,066	-2,071	-0,620	-2,207	7,286	2,945	2,972	1,370	0,000	8,61	6,94
										27,76	

Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

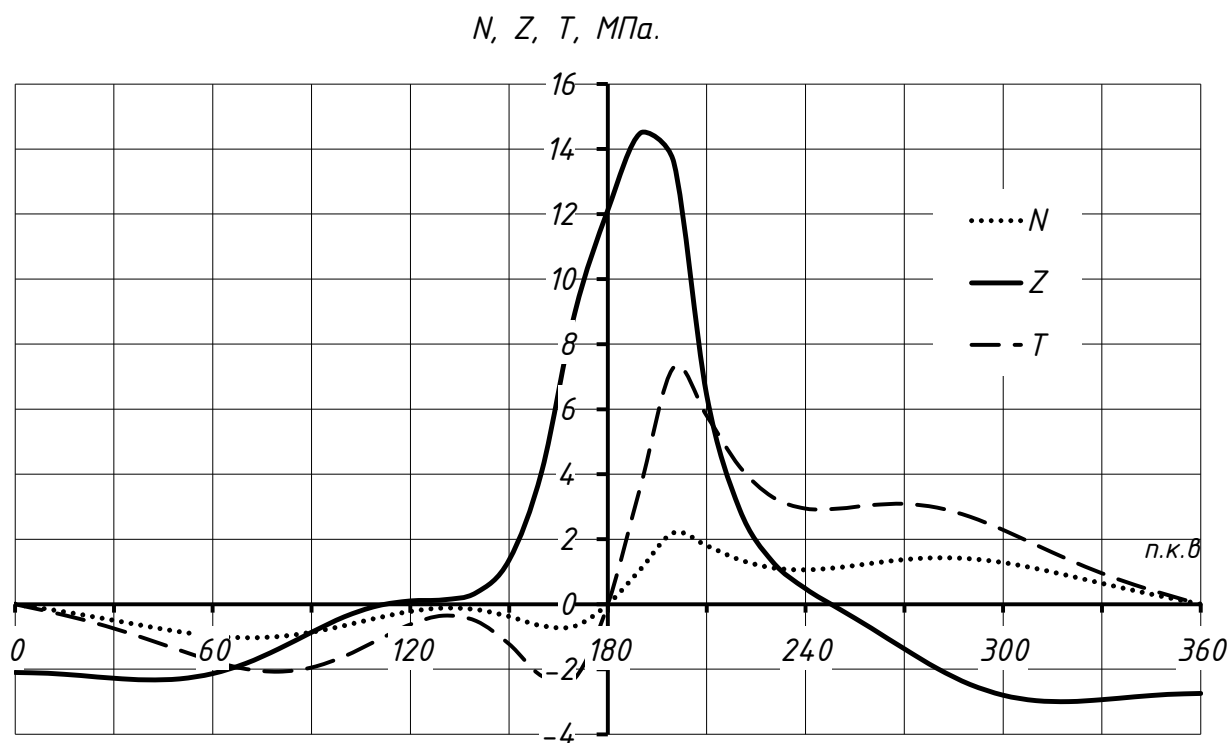


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

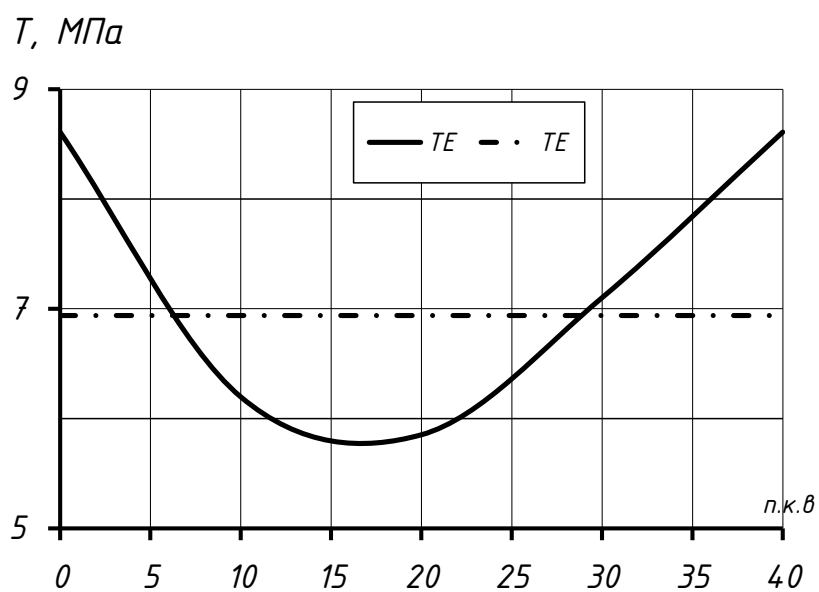


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА 10ДКРН 92/347

Вибір типорозміру турбокомпресора

На основі попередньо встановлених значень повітряного потоку та необхідного ступеня компресії проводиться обґрунтування доцільності застосування певного типу турбокомпресора, що здатен забезпечити найкращі енергетичні показники роботи двигуна. У межах цього аналізу здійснюється порівняння технічних характеристик компресорів різних моделей та серій, з акцентом на відповідність параметрів умовам експлуатації конкретної силової установки.

Оцінювання ефективності відбувається з використанням спеціалізованих графіків, які демонструють діапазони повітряної витрати та відповідні зони оптимальної роботи кожної моделі турбокомпресора. У цих графіках по осі абсцис відкладається повітряна витрата, виражена як у масових (кг/с), так і в об'ємних одиницях ($\text{м}^3/\text{с}$) — залежно від методики побудови характеристичних полів [6].

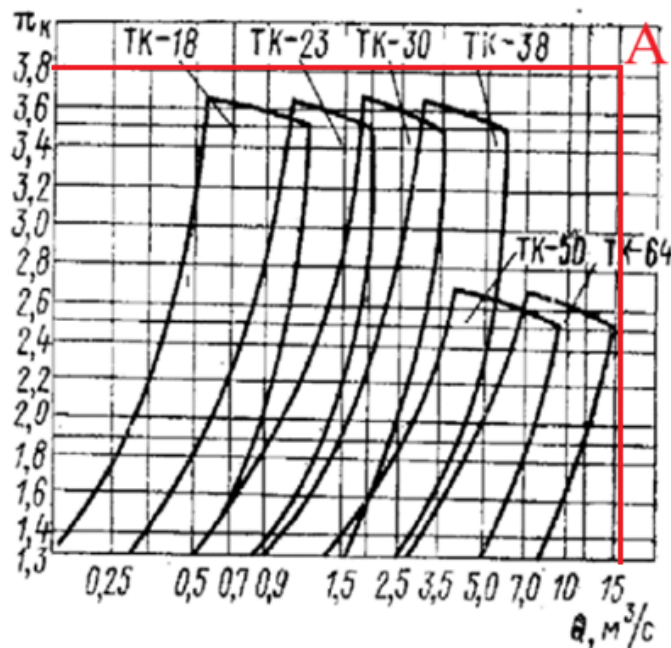


Рисунок 3.1 – Зони ефективної роботи турбокомпресорів серії ТК залежно від параметрів витрати повітря та ступеня стискання

Після визначення фактичних значень витрати повітря (G або Q) і ступеня стискання (ПК) на координатній площині можна нанести робочу точку, яка демонструє експлуатаційне положення компресора в межах діаграми (позначено як точка А на рисунку 3.1). Область, у яку потрапляє ця точка, відповідає робочому діапазону певного типорозміру турбокомпресора, позначеного скошеним прямокутником. Індекс «ТК» указує на осьову конструкцію турбіни, а числове позначення вказує на діаметр компресорного колеса (D_2), виражений у сантиметрах, із допустимим технологічним відхиленням у межах 6%.

Варто враховувати, що діаметри робочих коліс компресорної та турбінної частин зазвичай мають близькі значення, що дозволяє спростити розрахунки під час підбору агрегату. Зокрема, вибір турбокомпресора типу ТК-64 дозволяє орієнтовно прийняти діаметр компресорного колеса як основну розрахункову величину, яка надалі використовується при визначенні параметрів подачі повітря та тиску наддуву.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Значення	Найменування
	1,42	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг	134293,2	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с	434,91	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Значення	Найменування
	0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_a , м/с	30	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)	1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с	130,5	Швидкість повітря перед колесом компресора

T_a , К	295	Температура після глушника
T_1 , К	287,0	Температура повітря перед колесом
P_a , Па	100287	Тиск після глушника
n_1	1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па	90902,0	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Значення	Найменування
D_2 , м	0,7	Зовнішній діаметра колеса компресора
D_o , м	0,154	Діаметр втулки колеса компресора
α_{TB}	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
φ_{2r}	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k	13	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1	1,1037	Густина повітря перед входом в колесо
f_1	0,1230	Площа на вході в колесо
D_H	0,4246	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a	0,607	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1	0,3194	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ	0,8309	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К	382,86	Температура повітря за колесом компресора
η_2	0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
	3,10	Комплекс
P_2 , Па	221848,39	Тиск повітря за колесом компресора

β_{11}	33,3	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1	2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1a}	35,3	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
$\delta_1, \text{м}$	0,0003	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1	0,997	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
$c_1, \text{м/с}$	130,91	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1	33,4	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}	26,4	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}	53,8	Кут входу потоку на діаметрі D_0
$w_{1H}^1, \text{м/с}$	294,5	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
$w_1^1, \text{м/с}$	237,7	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}	0,94	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
$C_{2u}, \text{м/с}$	361,38	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
$C_{2r}, \text{м/с}$	152,22	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
$C_2, \text{м/с}$	392,13	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2	22,84	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}	0,996	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
$\rho_2, \text{кг/м}^3$	2,019	Густина повітря на виході з колеса
$b_2, \text{м}$	0,026	Ширина колеса на виході
$w_2, \text{м/с}$	169,05	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\dot{w}$	0,71	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
D_3 , м	0,77	Діаметр на виході з БЛД
y	0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м	0,021	Ширина БЛД на виході
η_3	0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{n3}	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
c_3 , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К	403,22	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па	255036,14	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³	2,204	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$	0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3	27,13	Кут виходу потоку повітря з БЛД
c_{32} , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{c3}	0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
δ_m	6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	1,12	Діаметр на виході з ЛД

$b_4, \text{ м}$	0,039	Ширина дифузору на виході
i_3	0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$	27,13	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$	15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$	42,13	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a	1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4	34,76	Кут виходу потоку з ЛД
η_4	0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
	2,92	Комплекс
	1,92	Комплекс
$t_4, \text{ К}$	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
$C_4, \text{ м/с}$	66,74	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
$T_4, \text{ К}$	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	35	Число лопаток дифузору
z_k/z_d	0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
$\delta_3, \text{ м}$	0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
$\delta_4, \text{ м}$	0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3	0,902	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
	0,985	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
f	3,92	Дифузорність ЛД
α_{CP}	34,63	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ	7,84	Кут розкриття еквівалентного дифузору
$P_4, \text{ Па}$	349553,39	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
	0,041	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД

R_L , м	1,092	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{Ц}$, м	0,777	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³	2,712	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Значення	Найменування
ξ_5	0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A	0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
C_5 , м/с	65,41	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
η_5	0,000	ККД завитки
	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5 , Па	348347,43	Тиск повітря за завиткою
	0,045	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К	449,23	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5 , м ²	0,0719	Площа завитки на виході
D_5 , м	0,3026	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Позначення	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$	0,835	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт	2724,13	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв	11866	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис спроектованого турбокомпресора

Конструктивна побудова турбокомпресора ТК70

Турбокомпресор моделі ТК70 (рис. 3.2) отримав своє позначення відповідно до типу використовуваної турбіни, геометричних параметрів компресорного колеса та характеристик наддуву. Пристрій оснащений осью турбіною, а діаметри компресорного й турбінного коліс мають однакові розміри. За типом монтажу вузлів, компресор відноситься до агрегатів з виносними (консольними) підшипниками [7].

Конструкція складається з трьох основних корпусних частин:

передній корпус компресора,

секція відводу газів,

корпус турбіни.

До компресорного корпусу прикріплюється фільтрувально-заглушувальний блок, який одночасно очищує повітря і знижує рівень шуму.

Компресорна секція формує внутрішні канали потоку: від зони входу повітря до дифузорового тракту з подальшим переходом у спіральну

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

повітрозбірну завитку. В тілі корпусу також розміщена посадка для опорно-упорного підшипника. Матеріалом виготовлення корпусу слугує алюмінієвий сплав типу АЛ5.

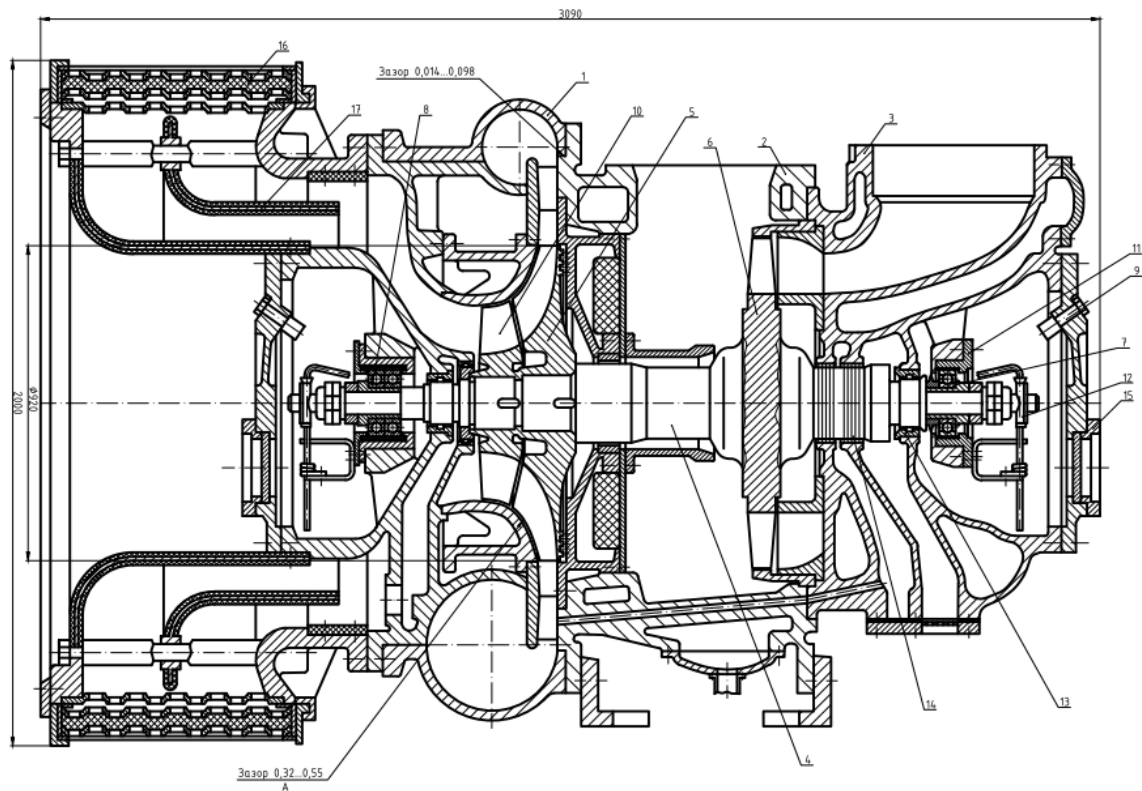


Рисунок 3.2 – Турбокомпресор типу ТК70

Газовідвідна частина відводить відпрацьовані гази після проходження турбінного колеса. Турбінна оболонка створює середовище для формування газового потоку та містить сопловий апарат і приймальну завитку, через яку гази надходять із двигуна. Для зниження температури у зоні контакту з машинним відділенням у стінках передбачено водяні охолоджувальні канали, що з'єднані з контуром рідинного охолодження. Газова та турбінна частини виготовлені з термостійкої литої сталі.

Між корпусами передбачено точне позиціонування через циліндричні центрувальні поверхні, а фіксація здійснюється за допомогою болтових з'єднань, що забезпечують співвісність отворів під ротор.

Монтаж та роторна частина

Турбокомпресор закріплюється на двигуні за допомогою спеціального приливу, розташованого в нижній частині газовідвідної секції.

Роторна система (рухома частина агрегату) включає вал, компресорне та турбінне колесо, з'єднані між собою жорстко. Виготовлений вал із нержавіючої сталі марки 2Х13, має канавки для ущільнень, а також втулки з нарізкою для відведення мастила. З боку компресора та турбіни встановлені додаткові втулки для стабілізації потоку оливи.

Компресорне колесо з напіввідкритою архітектурою має радіальні лопатки та осьовий вхід повітря через обертову направляючу апаратуру. Гребінчаста поверхня заднього диска колеса взаємодіє з корпусною вставкою, утворюючи герметичне динамічне ущільнення. Матеріал — АЛ4.

Турбінне колесо жорстко приварене до вала, виготовлене з жароміцного сплаву Є1437Б, що також застосовується у сопловому апараті. Диск турбіни виконано зі сталі 45.

Підшипникові вузли

Вал спирається на два роликові підшипники — опорний і опорно-упорний, змонтовані в окремих корпусах. Опорно-упорний підшипник складається з двох радіальних підшипників, поміщених у бронзову втулку, та оснащений демпфуючими елементами з пакетів сталевих пластин і шарів мастила для гасіння коливань. Опорний підшипник монтується з можливістю осевого зміщення, що дозволяє компенсувати теплові розширення вала.

Ущільнення

Система ущільнень виконує кілька функцій: запобігання проникненню мастила в повітряний тракт, зменшення осевого навантаження на ротор і блокування витоку гарячих газів у бік підшипникового відсіку. З боку компресора використовується система з двох втулок із гвинтовими канавками та подачею стисненого повітря для ізоляції проміжної зони. З боку турбіни

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

передбачено лабіринтові ущільнення, стиснене повітря та масловідвідні втулки.

Системи змащення та охолодження

Масильна система турбокомпресора побудована на основі гвинтового насоса, який забезпечує циркуляцію оливи у підшипниковому відсіку. Контроль рівня здійснюється через оглядове вікно. Внутрішні порожнини агрегату ізолювані ущільненнями від зон змащування.

Система охолодження сформована мережею каналів і порожнин у газових корпусах, що запобігають перегріву турбінної частини, газоприймальної завитки та зони підшипників. Вона ефективно обмежує теплову передачу до компресорної секції.

Принцип роботи

Гази з дизельного двигуна надходять до турбіни через завитку, проходять сопловий апарат, де прискорюються, і діють на робоче колесо, приводячи ротор у рух. Компресорне колесо, обертаючись, втягуючи повітря, передає йому кінетичну енергію, яка далі перетворюється у тиск у дифузори.

Після компресорного колеса повітря проходить через безлопатковий дифузор, де його швидкість знижується, а тиск зростає, а потім – через лопатковий дифузор, де завдяки геометрії лопаток забезпечується ефективніше стискання. В кінці тракту повітря спрямовується до спіральної завитки, яка виконує функцію колектора, зводячи до мінімуму радіальні навантаження та забезпечуючи рівномірний розподіл тиску.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальні положення щодо безпечної експлуатації турбокомпресора

Турбокомпресор у складі головного суднового двигуна є складним енергомеханічним агрегатом, який працює під високими температурами та тисками, що вимагає особливої уваги до питань охорони праці. Неналежне поводження з турбокомпресором може призвести до аварій, вибуху, займання мастила або викиду гарячих газів. Тому під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту обладнання необхідно чітко дотримуватися правил безпеки, передбачених чинним законодавством, судновими інструкціями та галузевими стандартами [8].

Основними джерелами небезпеки при роботі з турбокомпресором є:

висока температура поверхонь турбіни та газовідвідного тракту;

тиск наддувного повітря та відпрацьованих газів;

обертів частини ротора, які становлять механічну небезпеку;

наявність гарячих парів мастила та ризик займання при витoku;

шум і вібрація під час роботи агрегата.

Забезпечення безпеки передбачає комплекс заходів, що охоплюють як конструктивні рішення, так і організаційні та індивідуальні дії персоналу.

Організаційні заходи з охорони праці

До початку роботи з турбокомпресором керівництво машинної команди зобов'язане забезпечити:

наявність затверджених інструкцій з охорони праці для машиністів, слюсарів та інженерного складу;

проведення первинного, повторного та цільового інструктажу;

перевірку знань персоналу з правил техніки безпеки, пожежної безпеки та дій у разі аварій;

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ведення документації щодо допуску до виконання ремонтних або діагностичних робіт.

Допуск до обслуговування та ремонту турбокомпресора мають лише особи, які пройшли відповідне навчання, інструктаж та медичний огляд, а також мають досвід роботи з обертовими та термічно навантаженими вузлами.

Технічні заходи безпеки

Під час експлуатації турбокомпресора необхідно дотримуватися таких технічних вимог:

забезпечити справність системи мастила, охолодження та ущільнень;
регулярно перевіряти надійність кріплення корпусів і фланцевих з'єднань;

здійснювати постійний контроль за температурними режимами, тиском газів, рівнем мастила та показниками вібрацій;

застосовувати лише справні засоби автоматичного захисту (датчики температури, тиску, сигналізатори перегріву).

Перед технічним обслуговуванням агрегат обов'язково зупиняється, охолоджується, розгерметизовується, після чого виконується провітрювання газової частини та злив мастила. Обов'язково вивішується табличка «Не вмикати – працюють люди».

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

При виконанні робіт, пов'язаних із експлуатацією, діагностикою або ремонтом турбокомпресора, персонал повинен використовувати належні засоби індивідуального захисту, відповідно до характеру потенційних небезпек:

Спецодяг: вогнестійкий костюм, що захищає від високих температур і можливих бризок мастила;

Захисне взуття: чоботи з металевим носком для запобігання травмам при падінні важких деталей;

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рукавиці: термостійкі рукавиці при роботі з гарячими деталями турбіни та компресора;

Захист органів зору: окуляри з бічним захистом при демонтажі, шліфуванні, очищенні;

Засоби захисту органів слуху: навушники або вкладиші при перебуванні в зоні високого шуму;

Респіратори: при роботі з очищенням елементів від сажі, нагару або в закритих об'ємах із поганою вентиляцією.

Забороняється проводити будь-які дії з турбокомпресором без ЗІЗ, навіть у разі короткочасного втручання.

Пожежна безпека

Оскільки турбокомпресор працює з гарячими газами й маслом, існує підвищений ризик займання, тому необхідно дотримуватись таких заходів:

Забезпечити справність системи зливу мастила та вентиляції картерних газів;

Регулярно оглядати фланцеві з'єднання на наявність підтікання масла або палива;

Не допускати накопичення масла, ганчір'я або іншого горючого сміття поблизу турбокомпресора;

Забезпечити наявність справного вуглекислотного або порошкового вогнегасника в безпосередній близькості до машини;

Забороняється використання відкритого вогню поблизу агрегату під час його роботи або без повного охолодження після зупинки.

Усі члени машинної команди повинні бути навчені правилам пожежогасіння та діям у разі задимлення чи вибуху.

Вимоги безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті

Обслуговування й ремонт турбокомпресора дозволяється проводити лише після його повної зупинки, охолодження та депресурації. Обов'язковими є наступні кроки:

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вимкнути агрегат від усіх джерел енергії (гідравлічної, пневматичної, електричної);

Провести провітрювання газових каналів турбіни та компресора;

Заблокувати можливість запуску (встановити механічне блокування та табличку «Працюють люди»);

Злити мастило з підшипникових камер;

Перевірити, що температура корпусів безпечна для дотику ($< 50^{\circ}\text{C}$);

Працювати лише зі справним інструментом, використовуючи слюсарні пристрої із ізольованими ручками;

При виконанні зварювальних робіт обов'язкова наявність дозволу, заземлення і протипожежного інвентарю;

При демонтажі ротора слід дотримуватись правил центрування, балансування та уникати механічних пошкоджень лопаток.

Після завершення обслуговування чи ремонту виконується пробний пуск із обов'язковим моніторингом температур, тиску, вібрацій і витрати масла.

Профілактика аварій і несправностей

Для запобігання аваріям і позаштатним ситуаціям необхідно впровадити системний підхід до контролю технічного стану турбокомпресора:

Регулярно проводити візуальні огляди на наявність тріщин, перегрівів, зносу;

Використовувати вібраційний і температурний моніторинг у режимі реального часу;

Перевіряти стан лопаток турбіни й компресора на наявність ерозії, корозії, обривів;

Стежити за герметичністю ущільнень і відсутністю надмірного тиску в підшипникових порожнинах;

Виконувати балансування ротора після кожного капітального втручання;

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Не допускати перевищення розрахункових параметрів по тиску, температурі або обертах;

Проводити діагностику після кожного аварійного зупинення або нестандартної ситуації.

Усі виявлені відхилення мають бути зафіксовані в журналі технічного стану та негайно усунуті.

Аналіз умов праці персоналу в зоні розміщення турбокомпресора

Робоче місце обслуговуючого персоналу, який взаємодіє з турбокомпресором, розташоване в межах машинного відділення судна, що характеризується підвищеними рівнями:

температури повітря (часто вище +35°C), особливо в зоні турбіни;

шуму (може досягати 110–120 дБ);

вібрацій від працюючих агрегатів;

запиленості або наявності аерозолів мастила.

Такі умови вимагають впровадження комплексу санітарно-гігієнічних заходів, зокрема:

організації періодичного провітрювання та підтримання мінімально допустимих температур;

встановлення шумозахисних екранів або демпферів;

забезпечення місць відпочинку із нормальним мікрокліматом;

обов'язкової ротації персоналу під час тривалих ремонтних робіт.

Крім того, працівники мають проходити періодичні медичні огляди та психофізіологічну оцінку придатності до роботи в умовах високої напруги.

Рекомендації щодо удосконалення безпеки обслуговування турбокомпресора

Для підвищення рівня безпеки при експлуатації й ремонті турбокомпресорів типу ТК70, встановлених на суднових дизелях 9ДКРН 40/177, доцільно впровадити такі технічні та організаційні удосконалення:

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Автоматизація контролю критичних параметрів (температури, тиску, вібрацій) із виведенням сигналів тривоги на головний пульт машинного відділення;

Використання термозахисних екранів між турбіною та зонами перебування обслуговуючого персоналу;

Обладнання турбокомпресора капотованим кожухом з теплоізоляцією;

Введення систем раннього попередження про несправності на основі віброаналізу або тепловізійного моніторингу;

Регулярне проведення тренувань персоналу з аварійної зупинки турбокомпресора;

Оновлення інструкцій з охорони праці, адаптованих під конкретну модель турбокомпресора та умови його розміщення;

Встановлення відеоспостереження у важкодоступних зонах компресорного відсіку.

Висновки

Турбокомпресор є невід'ємною частиною головного суднового двигуна і працює в умовах підвищених температур і тисків, що створює значні вимоги до дотримання правил охорони праці. Забезпечення безпеки при його експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті потребує системного підходу: від організації інструктажів і оснащення ЗІЗ — до запровадження технічних засобів контролю, профілактики несправностей і реагування на аварійні ситуації.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний інженерний аналіз головного суднового дизельного двигуна типу 9ДКРН 40/177 (MAN B&W 9S40ME-C9.5), що широко використовується як силова установка для великотоннажних морських суден.

У роботі:

- детально проаналізовано конструктивні особливості та функціональні елементи двигуна, зокрема крейцкопфний механізм, систему охолодження, мащення, повітропостачання та газообміну;
- за методикою Гриневецького–Мазінга виконано тепловий розрахунок робочого циклу, що дозволило визначити індикаторні параметри, максимальні тиски згоряння, індикаторну потужність та ефективний ККД;
- здійснено динамічний розрахунок зусиль у кривошипно-шатунному механізмі, побудовано графіки зміни газових, інерційних та дотичних сил, що дозволяє оцінити навантаження на елементи конструкції при обертанні колінчастого вала;
- розроблено турбокомпресорний агрегат;
- запропоновано ефективні заходи з охорони праці при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті турбокомпресора.

Результати досліджень можуть бути використані як основа для удосконалення конструкції сучасних суднових двигунів, підвищення їх надійності, паливної ефективності та безпечності експлуатації.

					КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.02.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46