

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 ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 6ЧН 17/28 (HIMSEN 6H17/28)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

Д. О. Філатов

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
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Філатов Дмитро Олексійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28)*
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 – 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28), потужність двигуна – 660 кВт; частота обертання колінчатого валу – 900 хв⁻¹; паливо – дизельне*
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Опис конструкції двигуна 6ЧН 17/28; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 17/28; Розробка турбокомпресора для двигуна 6ЧН 17/28; Забезпечення вимог охорони праці*
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) *Поперечний переріз двигуна 6ЧН 17/28; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; 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
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Д. О. Філатов/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/В. С. Наливайко/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку допоміжного суднового двигуна 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28), потужністю 660 кВт та 900 хв⁻¹.

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 47 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун, турбокомпресор, наддув, повітря.

The qualification work presents the results of calculations for the auxiliary ship engine 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28) with a power of 660 kW and 900 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 47 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: engine, turbocharger, Turbocharging, air.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 17/28.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 17/28.....	17
Розділ 3. Розробка турбокомпресора для двигуна 6ЧН 17/28.....	31
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	40
Висновки.....	43
Список використаної літератури.....	44
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 17/28.....	45
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	46
Додаток В. Турбокомпресор.....	47

ВСТУП

Розвиток сучасного морського транспорту тісно пов'язаний із підвищенням надійності, економічності та екологічної безпеки суднових енергетичних установок. Важливу роль у забезпеченні життєдіяльності судна та його автономності відіграють допоміжні двигуни, які слугують джерелами електроенергії для забезпечення роботи всіх споживачів електричної енергії на борту судна. Вони працюють у режимі електростанції, забезпечуючи живлення систем навігації, управління, зв'язку, вантажних і палубних механізмів, а також допоміжного обладнання головної енергетичної установки [1].

Одним із поширених сучасних зразків допоміжних суднових дизелів є двигун типу 6ЧН 17/28, що випускається під маркою HiMSEN 6H17/28 компанією Hyundai Heavy Industries. Це чотиритактний, середньообертовий дизельний двигун, який вирізняється високим коефіцієнтом корисної дії, надійною конструкцією та адаптацією до сучасних вимог щодо економічності та екологічності.

Метою роботи є виконання комплексного розрахунку допоміжного суднового двигуна HiMSEN 6H17/28, який включає: визначення теплового та індикаторного процесу, побудову відповідних діаграм, динамічний аналіз дії сил у кривошипно-шатунному механізмі, а також обґрунтування вибору конструктивних рішень і перевірку відповідності вимогам експлуатаційної надійності та технічного обслуговування.

Об'єктом дослідження у дипломній роботі є допоміжний судновий дизельний двигун типу 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28).

Предмет дослідження – розрахунок основних параметрів та технічних характеристик робочого циклу, індикаторних діаграм, елементів кривошипно-шатунного механізму, системи газообміну, охолодження та мащення, а також аналіз навантажень і перевірка на міцність основних вузлів двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Виконання роботи дозволяє глибше зрозуміти процеси, які відбуваються в судовому дизелі, сформувати навички розрахунку й аналізу реальних двигунів внутрішнього згоряння, що є необхідним для підготовки висококваліфікованих фахівців морського машинобудування та експлуатації судових енергетичних систем.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 17/28

Двигун 6ЧН 17/28 (рис. 1.1) був розроблений на основі загальної філософії двигунів HiMSEN – розумний, простий і надійний. Це спеціалізований двигун для суднових дизель-генераторів, створений за інноваційною концепцією, що відрізняє його від базової версії двигуна H17/28.

Висока питома потужність двигуна сприяє простому монтажу та економії простору на судні. У цьому двигуні реалізовано найсучасніші технології Hi-touch, що забезпечують високу ефективність, низьку витрату палива та зменшені викиди шкідливих речовин.

Середньообертовий двигун 6ЧН 17/28 символізує настання нової ери екологічно чистих двигунів, маючи компактну конструкцію та простий, стильний зовнішній вигляд.

Двигун 6ЧН 17/28 оснащений технічними рішеннями, які дозволяють відповідати вимогам стандарту IMO Tier II, завдяки використанню передових методів моделювання та експериментального вимірювання, зокрема шляхом впровадження оптимізованого циклу Міллера та вдосконаленого процесу згоряння.

Застосування покращеного циклу Міллера у поєднанні з новими турбокомпресорами з підвищеним ступенем підвищення тиску дозволяє досягти зменшення питомої витрати палива (SFOC) та зниження температури згоряння, що є ключовим фактором у зменшенні утворення оксидів азоту (NO_x).

Крім того, кероване згоряння, досягнуте за допомогою оптимального поєднання форми камери згоряння поршня та характеристик форсунки для подачі мазуту, також сприяє суттєвому зниженню викидів NO_x.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

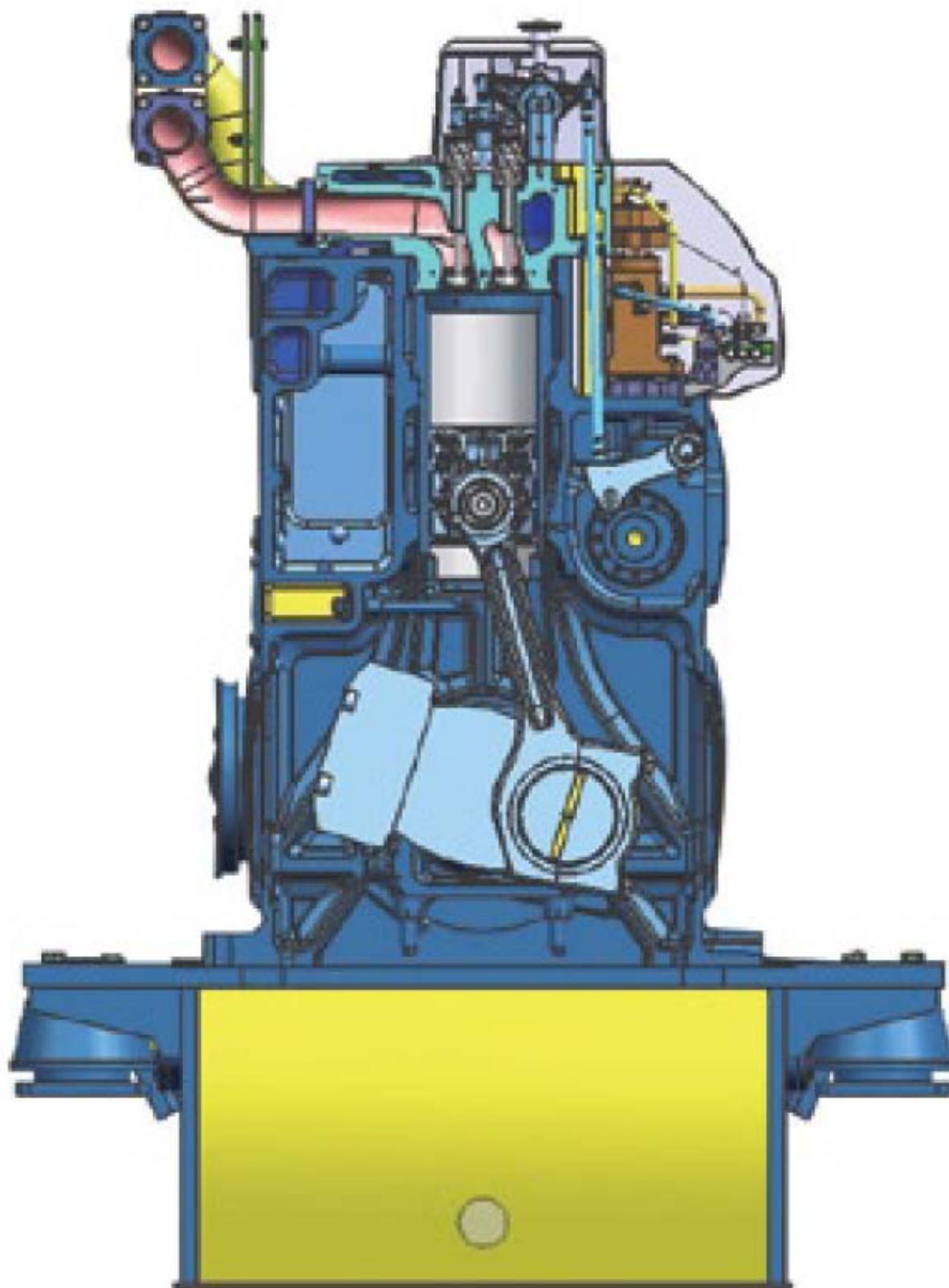


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 6ЧН 17/28

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Блок-картер (рис. 1.2) двигуна виготовлений із монолітного литого чавуну та містить канали для впускного повітря, мастила та охолоджувальної води. У звичайних умовах блок не потребує обслуговування, за винятком періодичного очищення повітряної камери зсередини та зовнішньої поверхні. Конструкція блоку є жорсткою та надійною, що забезпечує стійкість до дії внутрішніх і зовнішніх навантажень.

Головні підшипники та їхні кришки, які утримують підвісний колінчастий вал, закріплені на масивних опорах та фіксуються двома вертикальними шпильками і двома горизонтальними боковими болтами [2].

Для доступу до колінчастого вала, шатунів та розподільчого вала з коромислом кожного циліндра передбачені ревізійні кришки. Крім того, частина кришок картера оснащена запобіжними клапанами, які відповідають вимогам класифікаційних товариств. Ці клапани автоматично відкриваються у разі займання парів оливи в середині блоку двигуна, забезпечуючи розрядження надлишкового тиску та підвищуючи безпеку експлуатації.

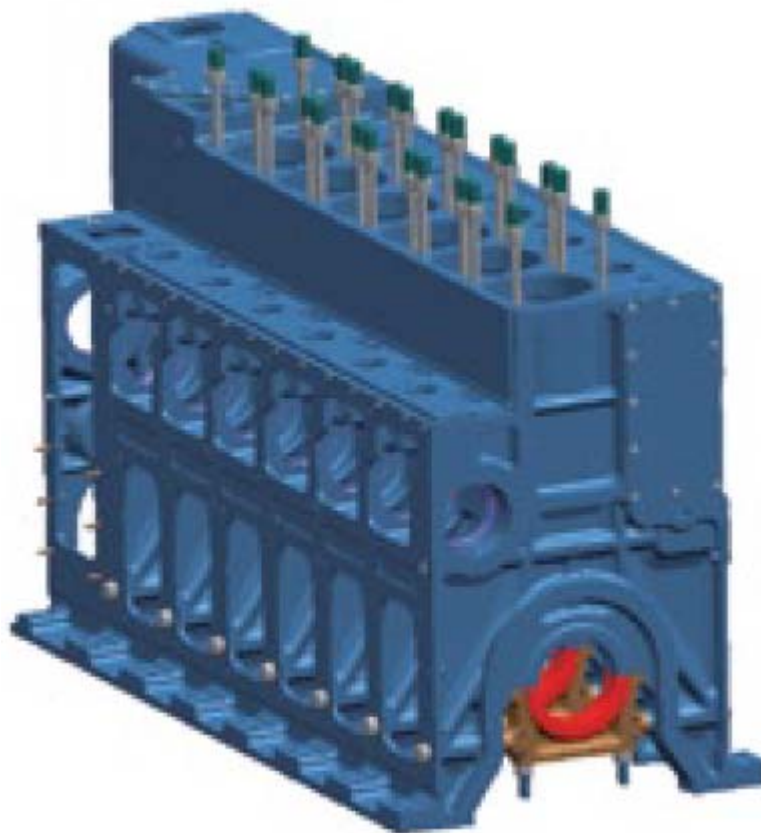


Рисунок 1.2 – Блок-картер

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колінчастий вал (рис. 1.3) виготовлений із спеціальної легованої сталі з безперервним напрямком волокон (CGF – Continuous Grain Flow) методом штампування під тиском, що забезпечує високу межу міцності на розтяг. Його конструкція відповідає вимогам усіх провідних класифікаційних товариств.

Для компенсації масових сил на кожному щоківі колінчастого вала передбачено противагу, яка закріплюється за допомогою двох натягнутих болтів.

На вільному кінці вала розміщено зубчасте колесо для приводу розподільчого вала, а також з'єднання з масляним і водяним насосами. У залежності від результатів розрахунку крутильних коливань для конкретного проєкту, на валу додатково встановлюється вібраційний демпфер або балансувальна маса.



Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

Корінний підшипник (рис. 1.4) забезпечує оптимальне навантаження та необхідну товщину масляної плівки завдяки використанню сучасного методу CFD-аналізу (Computational Fluid Dynamics – комп'ютерного моделювання потоків рідини). Для підвищення надійності та довговічності робоча поверхня підшипника покрита спеціальним антифрикційним шаром, що має високу стійкість до корозії.



Рисунок 1.4 – Корінний підшипник

Шатун (рис. 1.5) виготовлений зі спеціальної штампованої сталі та має двокомпонентну конструкцію типу «серрейшн» (з насічками для точного з'єднання). Для оптимізації геометрії та підвищення довговічності елемента було проведено детальний аналіз методом скінченних елементів (FEA). Конструкція шатунів типу «серрейшн» забезпечує зручне технічне обслуговування, зокрема просту заміну вкладишів шатунних підшипників – достатньо лише зняти нижню кришку шатуна.



Рисунок 1.5 – Шатун

Поршень (рис. 1.6) має комбіновану конструкцію, що складається зі сталевोї головки та юбки з алюмінієвого сплаву, що забезпечує надійну роботу на важкому паливі без обмежень.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолодження поршня здійснюється за рахунок мастильного масла двигуна, причому застосовано принцип «cocktail shaking» (турбулентне перемішування масла всередині поршня для ефективнішого відведення тепла).

Поршень оснащено двома компресійними кільцями та одним маслоснімним кільцем із пружинним натиском. Канавки під поршневі кільця мають поверхневе зміцнення (гартування), а перше компресійне кільце має бокове покриття, що забезпечує високу зносостійкість та зниження витрати палива.



Рисунок 1.6 – Поршень

Розподільчий вал (рис. 1.7) виконаний секційного типу – окрема секція на кожен циліндр, які з'єднані між собою гвинтами.

Кожна секція розподільчого вала містить кулачок упорскування палива, кулачок впускного клапана та кулачок випускного клапана. Поверхні кулачків проходять термічне зміцнення для підвищення зносостійкості.

Кулачок упорскування палива, який піддається високому навантаженню, розташований максимально близько до опори розподільчого вала, що забезпечує жорсткість та надійність конструкції.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На передній частині вала розміщені зубчасті колеса для приводу самого розподільчого вала та для з'єднання з механізмом регулятора частоти обертання.

Крім того, впускний кулачок виконано з урахуванням екстремального міллер-таймінгу (Miller timing), що дозволяє значно знизити викиди оксидів азоту (NO_x).



Рисунок 1.7 – Секція розподільчого вала

Циліндрична головка (рис. 1.8) сконструйована з урахуванням розподілу теплових навантажень та максимізації потоків впускного повітря й відпрацьованих газів.

Виготовлена з високоміцного чавуну (сфероїдального графіту), головка має вбудовані канали для охолоджувальної рідини, впускного повітря та випускних газів. Також у її конструкції передбачено свердління під подачу мастила до механізмів приводу клапанів безпосередньо з блока двигуна.

Жорстка та міцна конструкція головки забезпечує надійне та рівномірне ущільнення між циліндричною головкою і гільзою циліндра.

Циліндрична головка разом із коромислами може бути демонтована без повного від'єднання всіх з'єднань, що спрощує технічне обслуговування.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кріплення до блока двигуна здійснюється за допомогою чотирьох гідравлічних шпильок, які вгвинчуються безпосередньо в блок.



Рисунок 1.8 – Головка циліндра

Гільза циліндра (рис. 1.9) виготовляється методом відцентрового лиття зі спеціального зносостійкого чавуну, що забезпечує високу міцність та зносостійкість. Вона встановлюється у спеціальний отвір у блоці двигуна та фіксується циліндровою головкою.

Товщина стінки у верхній частині гільзи оптимізована з урахуванням опору тиску згорілих газів та ефективного тепловідведення. Нижня частина гільзи не охолоджується, що дозволяє підтримувати необхідну температуру для запобігання холодній корозії, тому система охолодження не проходить через блок двигуна.

Для зменшення полірування дзеркала циліндра та зниження витрати мастила, у верхній частині гільзи встановлюється вогневе кільце (flame ring).



Рисунок 1.9 – Гільза циліндра

Система повітряного наддуву та відведення відпрацьованих газів

Високоєфективний турбокомпресор, застосований у двигуні H17/28U(E), забезпечує не лише високу ефективність при часткових навантаженнях, але й оптимізовану установку завдяки спрощеному інтерфейсу. Як стандартне оснащення доступний простий і надійний автоматичний пристрій для очищення.

Система прямого вприску повітря (стандартна комплектація) гарантує високий ККД та швидкий відгук двигуна. Камера наддувного повітря спроектована з урахуванням мінімізації втрат тиску та оптимального заповнення.

Система випуску відпрацьованих газів забезпечує максимальну ефективність роботи турбокомпресора завдяки оптимізованій геометрії потоку. Конструкція системи заснована на принципах динаміки газообміну, теплового розширення та простого обслуговування.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система мащення

Система мащення включає масляний модуль із термостатичними клапанами, подвійний (дуплексний) фільтр, центрифужний фільтр і масляний теплообмінник. До складу системи також входять основний масляний насос з регулюючим клапаном і попередній (передпусковий) насос.

Потік оливи в двигуні регулюється відповідно до оптимізованих зазорів у підшипниках, що забезпечує високий рівень надійності та запасу міцності.

Система охолодження

Система охолодження двигуна поділяється на контури низької температури (LT) і високої температури (HT).

Корпус насоса та корпус термостатичного клапана об'єднані в одну конструкцію, що забезпечує оптимізований розподіл охолоджувальної рідини та захист системи в будь-яких умовах експлуатації.

Паливна система

Система живлення спроектована для надійного згоряння як важкого (мазутного), так і дизельного пального.

Фільтр пального та резервуар сигналізації зливу пального об'єднані у фільтраційний модуль, що створює зручне для обслуговування середовище з оптимізованим дизайном.

Блок високого тиску спроектовано компактно, для простоти обслуговування з одночасним забезпеченням високої ефективності.

Інші елементи паливної системи також оптимізовано для мінімізації витрат на обслуговування та зручності оператора.

Автоматизація двигуна

Генераторні установки HiMSEN оснащені системою автоматизації для безпеки, керування та контролю на базі програмованого логічного контролера (PLC) [3].

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система монтується окремо на кожен двигун і може підключатися до віддаленої системи керування (наприклад, головного щита керування в машинному відділенні) через дротове з'єднання.

Автоматизація HiMSEN відповідає вимогам усіх класифікаційних товариств і IACS, а також надає додаткові зручності для користувачів.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 6ЧН 17/28

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика Гріневецького–Мазинга є важливим інструментом у дослідженні теплових і динамічних процесів, що відбуваються в поршневих двигунах внутрішнього згоряння, особливо при розрахунках термодинамічного циклу та побудові індикаторних діаграм.

Основною особливістю методики є аналітичний підхід до визначення змін тиску в циліндрі двигуна впродовж робочого циклу. Вона базується на математичному описі залежності тиску від об'єму в процесі згоряння та розширення газів, з урахуванням етапу згоряння паливоповітряної суміші. Методика дозволяє:

- побудувати гіпотетичні або реальні індикаторні діаграми;
- оцінити ефективність згоряння;
- провести розрахунок тискових і температурних навантажень у циліндрах;
- моделювати різні умови роботи двигуна (тип пального, момент початку вприску, ступінь наддуву тощо);
- враховувати вплив швидкості згоряння та кута випередження вприскування на термодинамічні параметри процесу.

Методика Гріневецького–Мазинга може ефективно застосовуватись у:

- навчальному процесі для вивчення теплових процесів у двигунах;
- проектуванні нових типів двигунів внутрішнього згоряння;
- діагностиці двигунів за індикаторними діаграмами;
- оптимізації режимів роботи двигуна, у тому числі при переході на альтернативні види палива;

					<i>КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ</i>	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- наукових дослідженнях щодо зниження викидів шкідливих речовин та покращення паливної економічності.

Таким чином, методика Гріневецького–Мазинга має широку область практичного застосування та залишається актуальною як у фундаментальних дослідженнях, так і в інженерній практиці при проектуванні, експлуатації та удосконаленні двигунів внутрішнього згоряння.

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	660
Частота обертання	n	хв ⁻¹	900
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	303
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,4
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98
Ступінь стиснення	ε		15
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,4
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,85

Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,75
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_f	К	800
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		6
Діаметр циліндра	D_c	м	0,17
Хід поршня	S_c	м	0,28
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,21
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,95
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_a		0,95
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,73

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	Позн.	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	499,58
Температура повітря в ресивері	T_s	К	312,829
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	350,797
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,396
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,376
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,873

Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	15,004
Температура в кінці стиснення	T_c	К	932,707
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,093
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0289
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0278
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,027
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1910
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	21,005
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,502
Ступінь подальшого розширення	δ		9,988
Показник політропи розширення	n_2		1,276
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1013
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,115
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,74
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,713
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,161
Індикаторний ККД	η_i	-	0,523
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,306
Ефективний ККД	η_e	-	0,445
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,1896
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	660
Результати визначення дійсного Пк компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	1,156
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	1,191
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,292
Температура газів	T_t	К	757,95
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,125

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,41
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,376
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		4,001
Розрахунковий тиск надуву	P_{kd}	МПа	0,4001

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма – це графічне зображення залежності тиску в циліндрі двигуна від положення поршня або від об'єму, який змінюється впродовж робочого циклу. Вона є одним із ключових інструментів для аналізу процесів, що відбуваються всередині двигуна внутрішнього згоряння, і широко використовується як у теоретичних розрахунках, так і в практичній діагностиці.

Мета побудови індикаторної діаграми:

оцінити ефективність робочого процесу;

визначити основні параметри теплового циклу (тиск згоряння, тиск на випуску, тиск стиску);

проаналізувати ступінь наповнення циліндра і повноту згоряння палива;

оцінити корисну роботу двигуна за площею діаграми;

виявити несправності або відхилення в роботі двигуна (наприклад, неправильне регулювання моменту впорскування палива, зниження компресії тощо).

Основні етапи розрахунку індикаторної діаграми:

Збір вихідних даних: об'єм циліндра, ступінь стиску, геометричні параметри кривошипно-шатунного механізму, значення середнього ефективного тиску, температура і тиск на вході, тип палива.

Розрахунок об'ємних змін у циліндрі в залежності від кута повороту колінчастого вала. Визначення тиску на різних фазах циклу – стиснення,

згоряння, розширення, випуск. Для цього можуть використовуватися аналітичні моделі (наприклад, методика Гріневецького–Мазинга) або експериментальні дані. Побудова графіка: по осі абсцис відкладається об'єм або кут повороту колінвала, по осі ординат — тиск. Графік має замкнуту форму й поділяється на основні частини циклу.

Види індикаторних діаграм:

Теоретичні — побудовані на основі ідеалізованого циклу (наприклад, цикл Отто чи Дизеля);

Експериментальні — отримані шляхом вимірювання тиску в циліндрі спеціальними приладами (індикаторами або сенсорами тиску);

Умовні — побудовані з використанням спрощених розрахунків для навчальних або проектних задач.

Застосування:

У проектуванні нових моделей двигунів для оптимізації робочого процесу;

У технічному обслуговуванні для виявлення зниження продуктивності або несправностей;

У навчальних цілях — для пояснення етапів циклу двигуна;

У наукових дослідженнях — для аналізу впливу конструктивних змін на параметри згоряння та економічність.

Обчислення координатних значень для процесів стиснення та розширення, які описуються політропними залежностями, проводиться за наступними виразами [4]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,276
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,004
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	21,005
Ступінь попереднього розширення ρ	1,502
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	21,01	
1,00	15,00	21,01
1,50	8,63	21,01
2,18	5,20	13,08
2,85	3,60	9,27
3,53	2,70	7,07
4,20	2,13	5,65
4,88	1,74	4,67
5,55	1,46	3,96
6,23	1,25	3,42
6,90	1,08	3,00
7,58	0,95	2,66
8,25	0,85	2,39
8,93	0,76	2,16
9,60	0,69	1,97
10,28	0,63	1,81
10,95	0,58	1,67
11,63	0,53	1,54
12,30	0,49	1,44
12,98	0,46	1,34
13,65	0,43	1,26
14,33	0,40	1,18
15,00	0,38	1,11
15,00		0,38

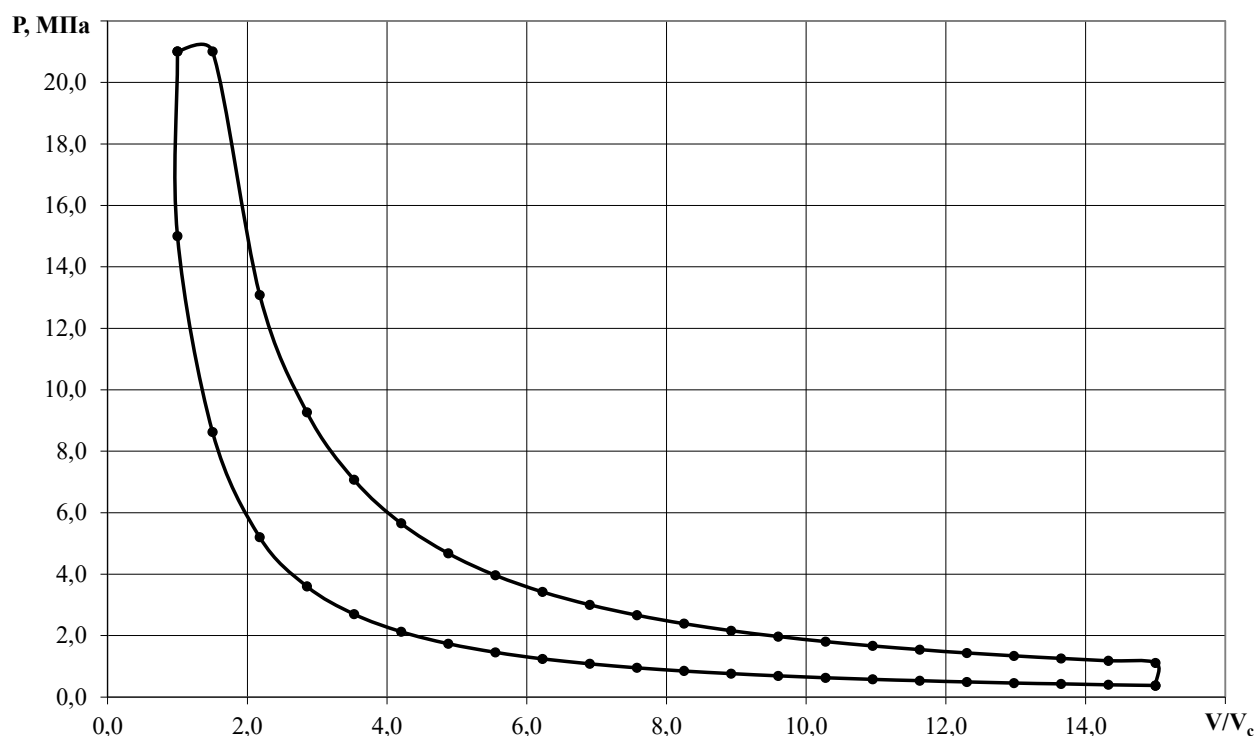


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Діаграми динамічних навантажень слугують ефективним засобом для вивчення силових дій, що виникають у процесі обертання колінчастого вала протягом повного робочого циклу двигуна. Ці графічні побудови є основоположними у виявленні критичних навантажень на елементи вала та дають змогу оцінити його механічну надійність і ступінь урівноваження при змінних умовах експлуатації. Конструкція навантажувальних діаграм базується на результатах теплового аналізу процесу згоряння, доповненого оцінкою дії внутрішніх і зовнішніх сил у процесі обертального руху механізму [5].

У процесі моделювання враховуються основні силові фактори, що згодом візуалізуються у вигляді діаграм. До таких сил належать:

P_g – сила газового тиску, яка діє на поршень унаслідок згоряння паливно-повітряної суміші;

P_j – інерційне зусилля, що виникає через зворотно-поступальний рух мас;
 $R_{дв}$ – вертикальна компонента сили, передана через поршневий палець, яка забезпечує рушійну дію;
 N – сила, що тисне перпендикулярно до осі поршня і притискає його до гільзи;
 Q – осьове зусилля, передане по шатуну;
 T – тангенціальна (дотична) сила, яка з'являється в результаті обертання кривошипа;
 Z – поздовжнє навантаження, прикладене вздовж осі колінчастого вала.

Схематичне відображення взаємодії цих сил у межах кривошипно-шатунного механізму наведено на рисунку 2.2.

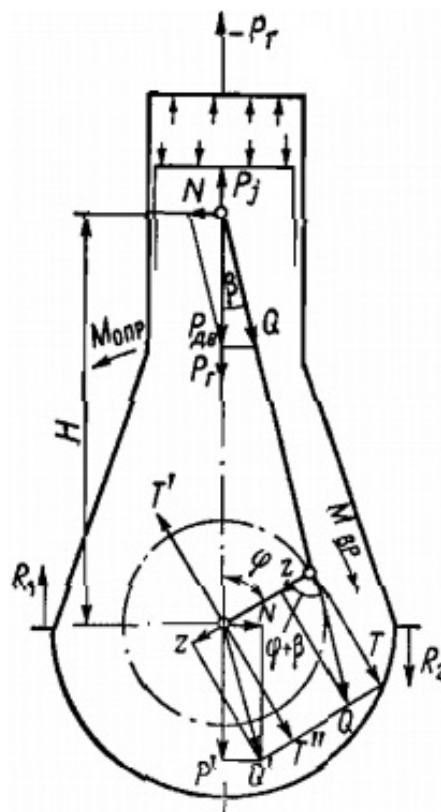


Рисунок 2.2 – Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ)

У таблиці 2.4 наведено вихідні дані, що використовувалися під час розрахунків. Результати обчислень представлено у таблицях 2.5 та 2.6. Саме ці дані стали основою для побудови графіків, що зображені на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 зображено:

P_r – тиск газів у циліндрі;

P_j – інерційне навантаження, створене рухом поршня;

P_{dv} – вертикальна складова сили, що виконує функцію рушії.

Рисунок 2.4 відображає:

N – сила взаємодії між поршнем і гільзою;

Z – осьове зусилля на колінчастий вал;

T – дотична сила, передана від кривошипа до шатуна.

Рисунок 2.5 демонструє:

$T\Sigma$ – сумарне дотичне зусилля, що діє у системі;

$T_{ср\Sigma}$ – середнє значення дотичних навантажень протягом одного циклу роботи.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,17
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	21,005
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,396
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,5
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,31
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	60
Радіус кривошипа	м	r	0,14
Ступінь стиснення		ϵ	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,276
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,502
Кількість циліндрів		i	6

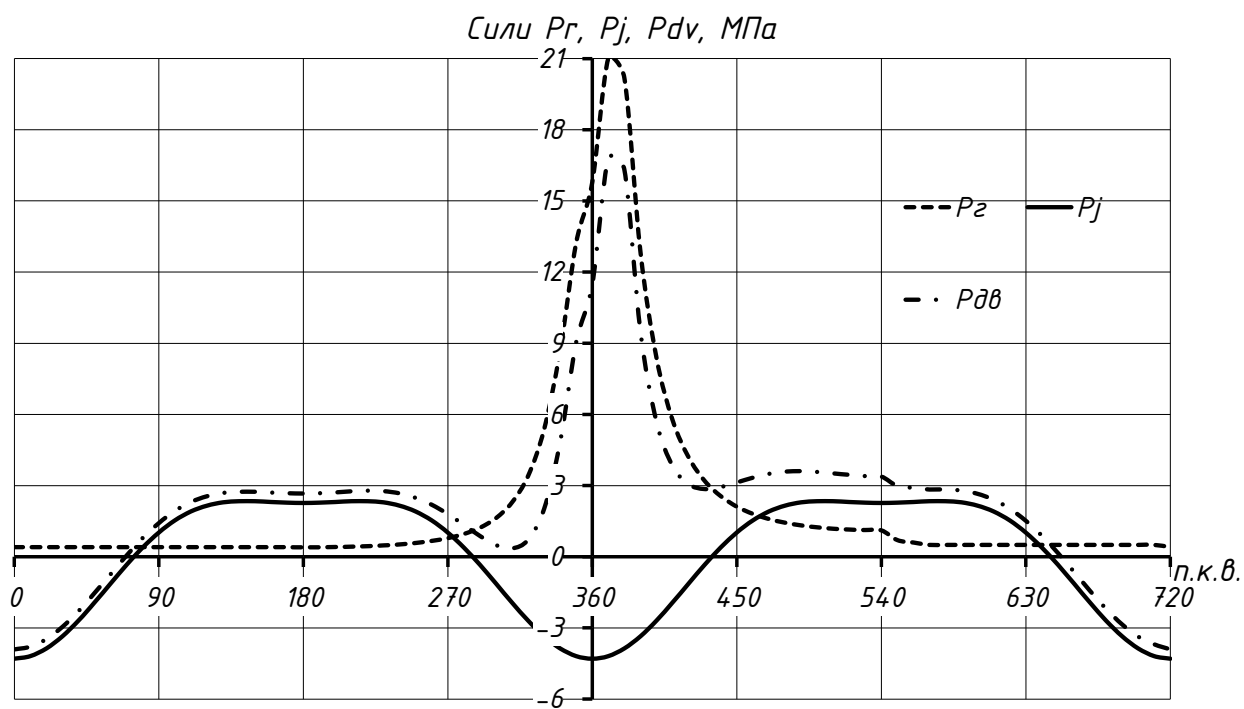
Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-4,3041	-3,9041	0,0000	-3,9041	0,0000
10	0,4000	-4,1928	-3,7928	-0,2044	-3,6997	-0,8599
20	0,4000	-3,8677	-3,4677	-0,3690	-3,1323	-1,5328
30	0,4000	-3,3547	-2,9547	-0,4617	-2,3280	-1,8772
40	0,4000	-2,6938	-2,2938	-0,4632	-1,4594	-1,8293
50	0,4000	-1,9351	-1,5351	-0,3715	-0,7021	-1,4148
60	0,4000	-1,1335	-0,7335	-0,2018	-0,1920	-0,7362
70	0,4000	-0,3435	0,0565	0,0169	0,0034	0,0589
80	0,4000	0,3866	0,7866	0,2479	-0,1075	0,8177
90	0,4000	1,0185	1,4185	0,4544	-0,4544	1,4185
100	0,4000	1,5276	1,9276	0,6075	-0,9330	1,7929
110	0,4000	1,9040	2,3040	0,6908	-1,4372	1,9288
120	0,4000	2,1521	2,5521	0,7021	-1,8841	1,8591
130	0,4000	2,2888	2,6888	0,6508	-2,2269	1,6414
140	0,4000	2,3400	2,7400	0,5533	-2,4547	1,3374
150	0,4000	2,3361	2,7361	0,4275	-2,5833	0,9978
160	0,4000	2,3072	2,7072	0,2881	-2,6425	0,6552
170	0,4000	2,2786	2,6786	0,1443	-2,6629	0,3230
180	0,3960	2,2671	2,6631	0,0000	-2,6631	0,0000
190	0,3987	2,2786	2,6772	-0,1443	-2,6616	-0,3228
200	0,4069	2,3072	2,7141	-0,2888	-2,6492	-0,6568
210	0,4213	2,3361	2,7574	-0,4309	-2,6034	-1,0056
220	0,4431	2,3400	2,7832	-0,5620	-2,4933	-1,3584
230	0,4744	2,2888	2,7632	-0,6688	-2,2885	-1,6868
240	0,5180	2,1521	2,6701	-0,7346	-1,9712	-1,9451
250	0,5786	1,9040	2,4826	-0,7444	-1,5486	-2,0783
260	0,6633	1,5276	2,1910	-0,6905	-1,0604	-2,0378
270	0,7836	1,0185	1,8021	-0,5773	-0,5773	-1,8021
280	0,9582	0,3866	1,3447	-0,4238	-0,1838	-1,3979
290	1,2195	-0,3435	0,8760	-0,2627	0,0528	-0,9130
300	1,6259	-1,1335	0,4923	-0,1354	0,1289	-0,4941
310	2,2857	-1,9351	0,3506	-0,0849	0,1604	-0,3231
320	3,4064	-2,6938	0,7126	-0,1439	0,4534	-0,5683
330	5,3689	-3,3547	2,0142	-0,3147	1,5870	-1,2797
340	8,7030	-3,8677	4,8353	-0,5146	4,3677	-2,1373
350	13,2250	-4,1928	9,0322	-0,4867	8,8104	-2,0477
360	15,7890	-4,3041	11,4849	0,0000	11,4849	0,0000

370	21,0050	-4,1928	16,8122	0,9059	16,3995	3,8115
380	20,1940	-3,8677	16,3263	1,7375	14,7474	7,2167
390	12,8393	-3,3547	9,4846	1,4820	7,4729	6,0258
400	8,3808	-2,6938	5,6871	1,1485	3,6183	4,5353
410	5,7655	-1,9351	3,8304	0,9271	1,7519	3,5302
420	4,1893	-1,1335	3,0558	0,8407	0,7998	3,0667
430	3,1993	-0,3435	2,8558	0,8563	0,1721	2,9764
440	2,5517	0,3866	2,9383	0,9260	-0,4017	3,0545
450	2,1132	1,0185	3,1317	1,0032	-1,0032	3,1317
460	1,8076	1,5276	3,3353	1,0511	-1,6143	3,1021
470	1,5903	1,9040	3,4942	1,0477	-2,1796	2,9252
480	1,4336	2,1521	3,5856	0,9864	-2,6471	2,6120
490	1,3200	2,2888	3,6088	0,8735	-2,9888	2,2031
500	1,2383	2,3400	3,5784	0,7226	-3,2057	1,7466
510	1,1810	2,3361	3,5171	0,5496	-3,3207	1,2826
520	1,1431	2,3072	3,4503	0,3672	-3,3678	0,8350
530	1,1215	2,2786	3,4000	0,1832	-3,3802	0,4100
540	1,1145	2,2671	3,3815	0,0000	-3,3815	0,0000
550	0,7000	2,2786	2,9786	-0,1605	-2,9612	-0,3592
560	0,6000	2,3072	2,9072	-0,3094	-2,8377	-0,7036
570	0,5000	2,3361	2,8361	-0,4432	-2,6777	-1,0343
580	0,5000	2,3400	2,8400	-0,5735	-2,5443	-1,3862
590	0,5000	2,2888	2,7888	-0,6750	-2,3097	-1,7025
600	0,5000	2,1521	2,6521	-0,7296	-1,9579	-1,9319
610	0,5000	1,9040	2,4040	-0,7208	-1,4995	-2,0125
620	0,5000	1,5276	2,0276	-0,6390	-0,9814	-1,8859
630	0,5000	1,0185	1,5185	-0,4864	-0,4864	-1,5185
640	0,5000	0,3866	0,8866	-0,2794	-0,1212	-0,9216
650	0,5000	-0,3435	0,1565	-0,0469	0,0094	-0,1631
660	0,5000	-1,1335	-0,6335	0,1743	-0,1658	0,6358
670	0,5000	-1,9351	-1,4351	0,3473	-0,6564	1,3226
680	0,5000	-2,6938	-2,1938	0,4430	-1,3958	1,7495
690	0,5000	-3,3547	-2,8547	0,4461	-2,2492	1,8136
700	0,5000	-3,8677	-3,3677	0,3584	-3,0420	1,4886
710	0,5000	-4,1928	-3,6928	0,1990	-3,6021	0,8372
720	0,4000	-4,3041	-3,9041	0,0000	-3,9041	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклінки			φ_3°	120			
φ°	T_E						T_E
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5	6	
0	0,000	1,859	-1,945	0,000	2,612	-1,932	0,594
10	-0,860	1,641	-2,078	3,812	2,203	-2,012	2,705
20	-1,533	1,337	-2,038	7,217	1,747	-1,886	4,844
30	-1,877	0,998	-1,802	6,026	1,283	-1,519	3,108
40	-1,829	0,655	-1,398	4,535	0,835	-0,922	1,877
50	-1,415	0,323	-0,913	3,530	0,410	-0,163	1,772
60	-0,736	0,000	-0,494	3,067	0,000	0,636	2,472
70	0,059	-0,323	-0,323	2,976	-0,359	1,323	3,353
80	0,818	-0,657	-0,568	3,054	-0,704	1,750	3,693
90	1,419	-1,006	-1,280	3,132	-1,034	1,814	3,044
100	1,793	-1,358	-2,137	3,102	-1,386	1,489	1,502
110	1,929	-1,687	-2,048	2,925	-1,702	0,837	0,254
120	1,859	-1,945	0,000	2,612	-1,932	0,000	0,594
							29,219

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

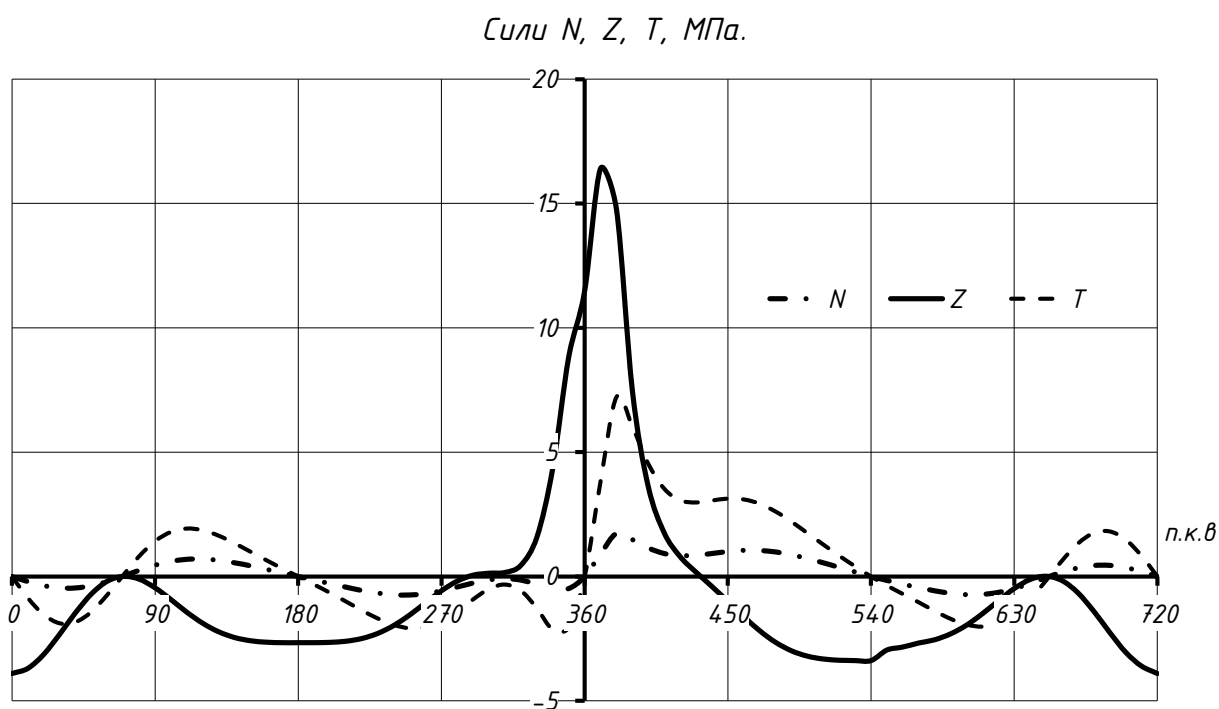


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

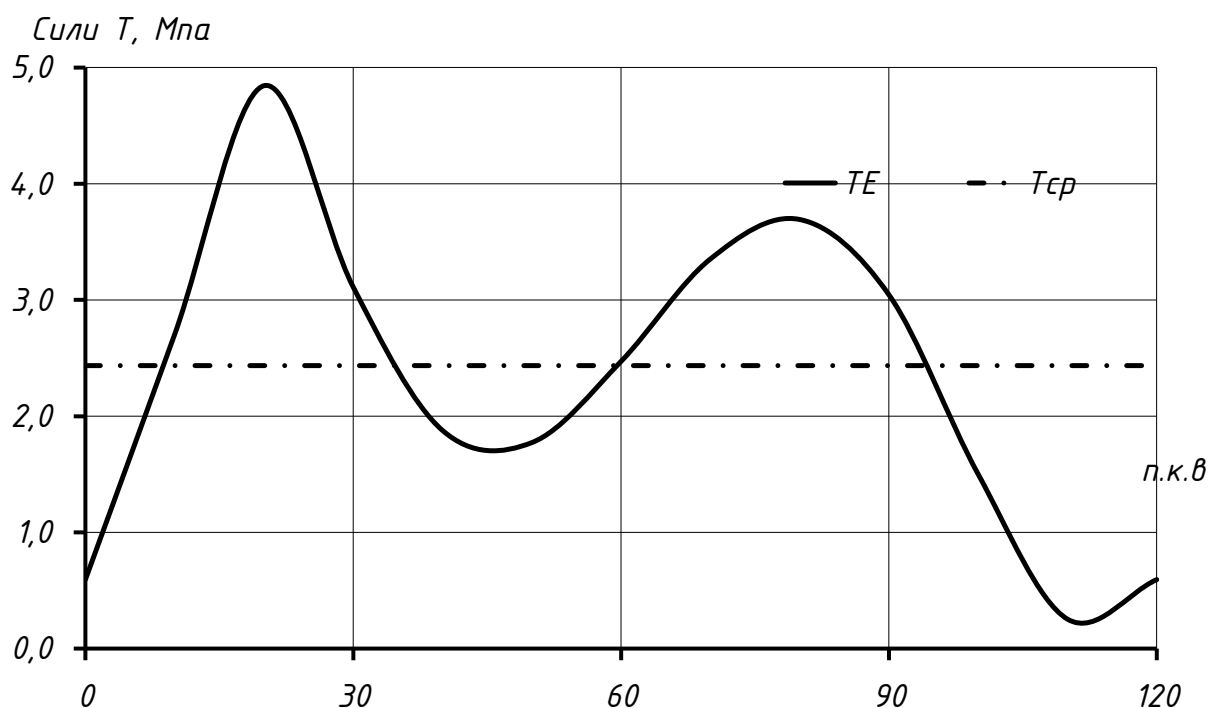


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ

Аркуш

30

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ ДВИГУНА 6ЧН 17/28

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі заданих параметрів — витрати повітря та коефіцієнта підвищення тиску — виконується оцінка доцільності вибору турбокомпресора, який забезпечить найкращу ефективність роботи. Для цього здійснюється порівняння технічних характеристик компресорів різних типів і розмірів. Основним аналітичним інструментом є спеціальні графіки, що ілюструють робочі діапазони витрати повітря та зони оптимального функціонування турбокомпресорів конкретних серій. По горизонтальній осі таких графіків відкладаються значення витрати повітря — як масової, так і об'ємної залежно від підходу до аналізу [6] .

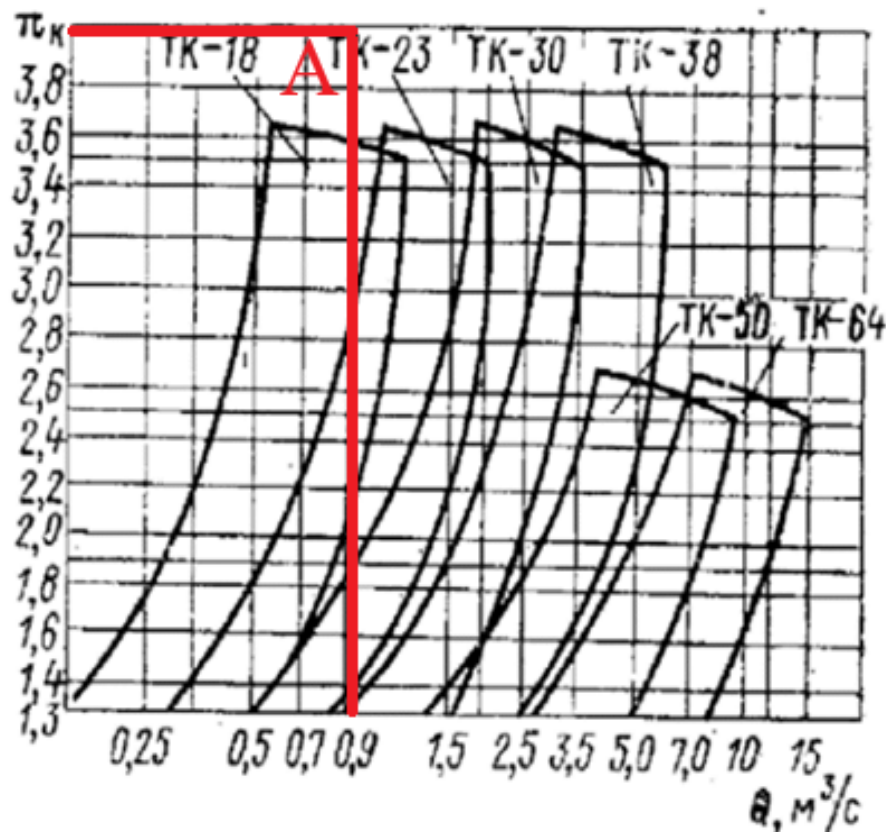


Рисунок 3.1 – Робочі області ефективного застосування турбокомпресорів серії ТК відповідно до витрати повітря та ступеня підвищення тиску

Визначивши фактичні значення ступеня підвищення тиску (ПК) та витрати повітря (G або Q), можна нанести робочу точку на відповідне поле продуктивності (позначено як точка А на рисунку 3.1). Типорозмір турбокомпресора обирається згідно з тією робочою зоною, у якій ця точка розташована (на діаграмі вона позначена косокутним чотирикутником). Позначення «ТК» вказує на використання осьової турбіни, а цифрове значення відповідає приблизному зовнішньому діаметру колеса компресора (D_2), що задається у сантиметрах з допустимим відхиленням близько 6%.

Варто зазначити, що діаметри коліс турбіни та компресора зазвичай мають співставні значення, що спрощує розрахунки. Таким чином, вибір моделі, наприклад ТКР-24, дозволяє оцінити орієнтовний діаметр компресорного колеса, який у подальшому слугує вихідною величиною для детального розрахунку повітряного потоку та рівня наддуву.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\bar{H}_K$	$\bar{H}_K = f(D_2)$	1,42	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг	$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\bar{H}_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	145341,9	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{\bar{H}_K}}$	452,45	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\bar{C}_m$		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	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	135,7	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К	$T_a = T_0 + (2 \dots 5)K$	305	Температура після глушника
T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	296,3	Температура повітря перед колесом
P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_0$	100287	Тиск після глушника
n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	90438,9	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_2 , м		0,24	Зовнішній діаметр колеса компресора
D_0 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,09	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{ТВ}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
Φ_{2r}	$\Phi = \frac{C_2}{u_2}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
Z_K		12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1	$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	1,0636	Густина повітря перед входом в колесо
f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0074	Площа на вході в колесо
D_H	$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,1322	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,551	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,1131	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8168	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \left[2 \cdot (\mu + a_{sm}) - \mu^2 - \Phi_{2r}^2 + C_m^2 \right]$	399,54	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,10	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$ Комплекс ⁻¹
P_2 , Па	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	228185,85	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	32,5	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1u}	$\beta_{1u} = \beta_{11} + i_1$	34,5	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1 , м		0,0003	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1u}}$	0,991	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
C_1^1 , м/с	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	136,96	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	32,7	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	28,8	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	38,9	Кут входу потоку на діаметрі D_0
w_{1H}^1 , м/с	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	284,3	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H

$w_1^1, \text{ м/с}$	$w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	253,4	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,89	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
$C_{2u}, \text{ м/с}$	$C_{2u} = u \cdot u_2$	369,55	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
$C_{2r}, \text{ м/с}$	$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	158,36	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
$C_2, \text{ м/с}$	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	402,05	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right)$	23,20	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}	$M_{C2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	1,000	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
$\rho_2, \text{ кг/м}^3$	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	1,990	Густина повітря на виході з колеса
$b_2, \text{ м}$	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,004	Ширина колеса на виході
$w_2, \text{ м/с}$	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	178,74	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\dot{w}$	$\dot{w} = w_2 / w_1^1$	0,71	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$D_3, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,27	Діаметр на виході з БЛД
y		0,74	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
$b_3, \text{ м}$	$b_3 = y \cdot b_2$	0,003	Ширина БЛД на виході
η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
$C_3^{(1)}, \text{ м/с}$	320	287,53	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузору в першому наближенні
$T_3, \text{ К}$	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	369,56	Температура потоку повітря за БЛД
$P_3, \text{ Па}$	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	97296,01	Тиск повітря за БЛД
$\rho_3, \text{ кг/м}^3$	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	1,860	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \lg \alpha_2 + \sqrt{1 + \lg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{C2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right]$	30,11	Кут виходу потоку повітря з БЛД
$C_3, \text{ м/с}$	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	287,53	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,74	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ

Аркуш

34

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,4	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,010	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3,l}$	$\alpha_{3,l} = \alpha_3 + i_3$	30,11	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta \alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4,l}$	$\alpha_{4,l} = \alpha_{3,l} + \Delta \alpha$	45,11	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4	$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{4,l}}{K_a} \right)$	36,53	Кут виходу потоку з ЛД
η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$	2,92	Комплекс ⁻¹
$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс ⁻¹
$T_4^{(1)}$, К	420	409,16	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	55,53	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	409,16	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
$Z_{\text{Л}}$	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
$Z_{\text{Л}}/Z_{\text{Д}}$		0,34	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
δ_3 , м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
δ_4 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}}$	0,753	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
	$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4,l}}$	0,961	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	4,29	Дифузорність ЛД
α_{CP}	$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4,l} + \alpha_{3,l}}{2}$	37,61	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}}{D_3 \cdot Z_{\text{Л}}}} \cdot \frac{\sqrt{f - 1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right)$	7,31	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	265665,34	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
	$\left \frac{P_k - P_4}{P_k} \right \leq 0,05$	0,010	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
$R_{\text{Л}}$, м	$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3,l})}$	0,447	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{\text{ЛЛ}}$, м	$R_{\text{ЛЛ}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{Л}} \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3,l}}$	0,337	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,262	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	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	$C_5 = C_4 \cdot A$	54,42	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
	$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці			
η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_5^2 - C_4^2}$	0,000	ККД завитки
$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5 , Па	$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{\frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{2 \cdot R T_4}}$ при постійній швидкості	264968,66	Тиск повітря за завиткою
	$\left \frac{P_5 - P_4}{P_4} \right \leq 0,05$	0,013	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	409,22	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5 , м ²	$f_5 = \frac{G R T_5}{P_5 C_5}$	0,0089	Площа завитки на виході
D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4 f_5}{\pi}}$	0,1065	Діаметр виходу завитки

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

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,843	Адіабатний ККД компресора
η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	212,26	Потужність приводу компресора
$n_{мк}$, об/хв	$n_{мк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	36004	Частота обертів ротора турбокомпресора

Технічна характеристика розробленого турбокомпресора

Розроблений турбокомпресор отримав позначення ТК24 відповідно до типу турбіни, розміру компресорного колеса та запланованого ступеня тиску. Він має осьову турбіну, а діаметри турбінного та компресорного коліс співпадають. За компоновкою агрегат належить до типу з консольним розміщенням обертових елементів [7].

Турбокомпресор ТК24 складається з трьох основних частин: корпусу компресора (поз. 4, рис. 3.2), газовідвідного корпусу (поз. 8) та корпусу турбіни (поз. 15). Компресорний корпус формує проточну зону колеса й канали дифузора, а також містить відсік для підшипника. Його деталі виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5. Газовідвідна частина служить для виведення відпрацьованих газів, тоді як корпус турбіни формує її робочий тракт. Для термозахисту машинного відділення частини турбінного та газовідвідного корпусів мають водоохолоджувані камери. Їхні елементи виготовлені з литої сталі.

З'єднання корпусів здійснюється через посадочні розточки за допомогою болтів, що гарантує точне вирівнювання отворів по осі обертання. Турбокомпресор кріпиться до двигуна кронштейном із застосуванням болтів.

Роторна частина

Ротор — це жорстка обертаюча частина, що складається з вала та коліс компресора і турбіни. Він виготовлений з кованої нержавіючої сталі 2Х13. На його поверхні передбачені канавки для встановлення ущільнювальних кілець.

Компресорне колесо напіввідкритого типу з осьовим входом повітря кріпиться до ротора через натяг і шпильки та фіксується гайкою. Його лопатки утворюють спрямовувальний апарат. Задній диск має гребінці, що формують безконтактне ущільнення разом із вставкою корпусу. Матеріал — алюмінієвий сплав АЛ4.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

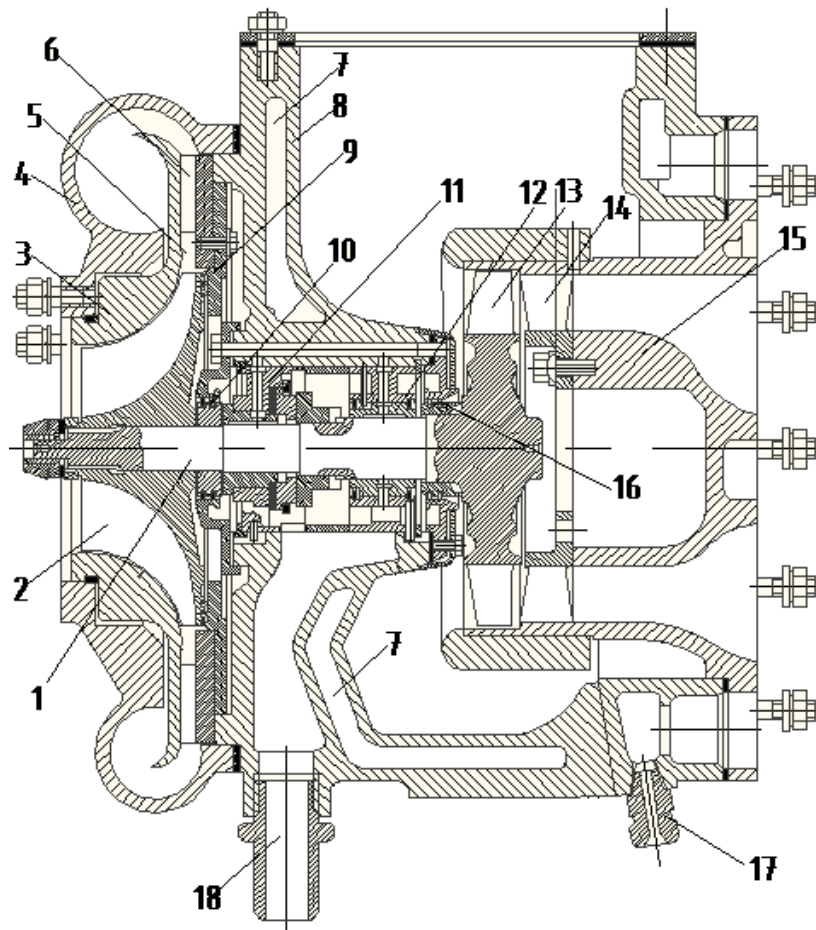


Рисунок 3.2 – Спроектований турбокомпресор ТК24

Турбінне колесо осьового типу приварене до вала. Через високі температури перед турбіною лопатки виготовлені з жароміцного сплаву Є1437Б, а диск – зі сталі 45.

Підшипникові вузли

Опорно-упорний підшипник з корпусом зі сталі та втулкою з високоолов'янистої бронзи обладнаний окремим підп'ятником з пружним елементом для гасіння коливань. Опорний підшипник виконаний як сталева втулка з тонкою бронзовою вставкою. Він має осьову опорну ділянку для аварійних режимів.

Система ущільнень

Ущільнення перешкоджають витoku масла до компресора й проникненню гарячих газів у підшипникову зону. З боку компресора використовуються

контактні й безконтактні елементи у вигляді лабіринтів. Для зменшення тиску повітря в зоні ущільнень передбачено додаткове підсмоктування через отвори в роторі. Турбінне ущільнення виконується у вигляді пружних кілець.

Масляна система

Масило підводиться до підшипників із системи двигуна через канали. Порожнини з підшипниками відділені від внутрішніх об'ємів агрегату ущільненнями.

Охолодження

У турбокомпресорі передбачені канали та порожнини для циркуляції води. Вони охолоджують зовнішні поверхні корпусів, знижуючи теплове навантаження на компресорну частину. Також охолоджується газоприймальна завитка.

Принцип дії

Гази з двигуна потрапляють до соплового апарата, де прискорюються, після чого обертають робоче колесо турбіни. Потім гази йдуть у випускний тракт. Компресорне колесо, обертаючись, прискорює повітря, яке під впливом відцентрової сили рухається радіально назовні, де воно далі стискається в дифузорі.

У дифузорі швидкість повітря знижується, а тиск зростає. Лопатковий дифузор ще більше підвищує ефективність стиснення. Після цього повітря надходить до завитки, яка виконує функцію колектора та вирівнює тиск перед подачею до ресивера.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Система повітропостачання суднового дизельного двигуна 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6H17/28) є важливою складовою функціонування двигуна, оскільки забезпечує надходження повітря, необхідного для процесу згоряння. Під час її експлуатації, технічного обслуговування та ремонту виникають ризики, пов'язані з підвищеним тиском, температурою, рухомими частинами й можливістю потрапляння сторонніх предметів. Тому особливе значення має дотримання вимог охорони праці [8].

1. Загальні вимоги безпеки

До обслуговування системи повітропостачання допускаються лише особи, які пройшли інструктажі з охорони праці, мають відповідну кваліфікацію та ознайомлені з інструкцією з експлуатації. Роботи мають виконуватися згідно з технологічною картою, при дотриманні всіх заходів безпеки, передбачених для роботи з обладнанням, що працює під тиском.

2. Організаційні заходи

Керівник робіт зобов'язаний перевірити технічний стан вентиляційної та повітроподаючої системи, справність запобіжної арматури, герметичність фланцевих з'єднань. Роботи мають плануватись з урахуванням графіка технічного обслуговування, щоби уникнути аварійних ситуацій. Необхідно також організувати робоче місце відповідно до вимог безпечної експлуатації — забезпечити вільний доступ, освітлення, вивішування заборонних табличок.

3. Технічні заходи безпеки

Перед початком обслуговування система має бути знеструмлена (при наявності електроприводів), а надлишковий тиск у повітроводах – стравлений. Слід передбачити заходи проти самовільного обертання турбокомпресора, зокрема встановлення механічних фіксаторів. Важливим заходом є перевірка системи на наявність залишків мастила або вологи, що можуть спричинити

					<i>КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

забруднення повітря чи пожежу. При заміні фільтрів чи чищенні повітряних каналів необхідно користуватись спеціальними інструментами.

4. Використання засобів індивідуального захисту

Особи, які виконують обслуговування системи повітропостачання, мають бути забезпечені такими ЗІЗ: захисні окуляри, рукавиці, протишумові навушники (при роботі поблизу турбокомпресора), комбінезон з антипиловим просоченням. При роботі в замкнутих приміщеннях або в умовах недостатньої вентиляції — застосовуються респіратори. У разі наявності високотемпературних поверхонь використовують спецрукавиці з термостійкого матеріалу.

5. Профілактичні заходи

Періодично мають проводитись перевірки стану фільтрувальних елементів, кріплень, герметизації, функціонування дренажних клапанів та запірної арматури. Всі несправності мають бути усунуті до початку експлуатації двигуна. Повітроводи слід регулярно очищати від пилу, конденсату та мастильних залишків. Крім того, необхідно здійснювати контроль за рівнем шуму та вібрацій від турбокомпресора — при перевищенні нормативів слід провести балансування або заміну несправних елементів.

6. Дії у разі аварійної ситуації

У випадку підозри на розгерметизацію повітряної магістралі або несправність турбокомпресора, двигун негайно зупиняють. Робоча зона ізолюється, персонал евакуюється, і тільки після провітрювання дозволяється починати діагностику та ремонт. Усі аварії підлягають фіксації у відповідному журналі.

Висновок

Забезпечення вимог охорони праці при обслуговуванні системи повітропостачання двигуна HiMSEN 6H17/28 є критично важливим фактором безпечної експлуатації. Виконання комплексу організаційних, технічних та профілактичних заходів дозволяє знизити ризики до мінімуму, забезпечуючи

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

як збереження життя та здоров'я обслуговуючого персоналу, так і надійність функціонування силової установки судна.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі виконання роботи було проведено комплексний розрахунок допоміжного суднового дизельного двигуна типу 6ЧН 17/28 (HiMSEN 6Н17/28), що широко застосовується у складі енергетичних установок сучасних морських суден. Основною метою дослідження було забезпечення надійної роботи двигуна при оптимальних експлуатаційних характеристиках.

На основі вихідних даних проведено тепловий, індикаторний та динамічний розрахунки двигуна. Оцінено показники ефективності, зокрема середній ефективний тиск, питому витрату палива, ККД, робочі цикли та навантаження в елементах кривошипно-шатунного механізму. Розроблено індикаторні діаграми, які дозволяють візуалізувати зміну тиску у циліндрі на всіх етапах робочого процесу.

Здійснено попереднє компоновання конструкції турбокомпресора типу ТК24 з урахуванням особливостей подачі наддувного повітря та ефективного відведення відпрацьованих газів. Проведено аналіз систем охолодження, змащення та повітропостачання, що мають вирішальне значення для забезпечення довговічності та працездатності двигуна.

Окрему увагу приділено питанням охорони праці під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту систем двигуна, відповідно до вимог міжнародних морських стандартів і нормативів.

Отримані результати можуть бути використані при експлуатації суднових дизельних двигунів, а також при подальшому проектуванні енергетичних установок для морських суден. Проведене дослідження підтверджує ефективність обраної конструкції, її відповідність сучасним вимогам екологічної безпеки та енергоефективності.

					<i>КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ</i>	Аркуш
						43
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. Lata arche 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.

					КРБ.142.4227см.25.20.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		