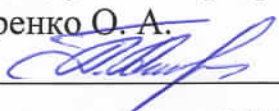


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СТАЦІОНАРНОГО ДВИГУНА
ТИПУ 4ЧН 10,8/13 (DEUTZ BF4M 1013FC)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



М. Д. Маслій

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

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Маслій Микола Дмитрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок стаціонарного двигуна типу 4ЧН 10,8/13 (DEUTZ BF4M 1013FC)

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 – 4ЧН 10,8/13 (DEUTZ BF4M 1013FC),
потужність двигуна – 137 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2300 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 4ЧН 10,8/13; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 4ЧН 10,8/13; Розробка турбокомпресора двигуна 4ЧН 10,8/13; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 4ЧН 10,8/13; 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)	/М. Д. Маслій/ (прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/В. С. Наливайко/ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку стаціонарного дизельного двигуна 4ЧН 10,8/13, потужністю 137 кВт та 2300 хв⁻¹.

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 48 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: стаціонарний двигун, колінчастий вал, газообмін, турбокомпресор.

The qualification work presents the results of calculations for the stationary diesel engine 4ЧН 10,8/13 with a power of 137 kW and 2300 rpm.

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

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 48 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: stationary engine, crankshaft, gas exchange, turbocharger.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 4ЧН 10,8/13.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 4ЧН 10,8/13.....	15
Розділ 3. Розробка турбокомпресора двигуна 4ЧН 10,8/13.....	28
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	38
Висновки.....	44
Список використаної літератури.....	45
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 4ЧН 10,8/13.....	46
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	47
Додаток В. Турбокомпресор.....	48

					<i>КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасних умовах постійного зростання потреби в надійних, економічних і екологічно безпечних джерелах енергії, важливе місце займають стаціонарні дизельні двигуни, які широко використовуються в енергетичних установках, резервному електропостачанні, будівництві, промисловості та аграрному секторі. Серед таких агрегатів особливу популярність здобув дизельний двигун типу 4ЧН 10,8/13, відомий за міжнародною класифікацією як DEUTZ BF4М 1013FC. Завдяки своїй компактності, високій потужності, паливній економічності та ремонтпридатності він широко застосовується як джерело приводу генераторних установок, насосів, компресорів та іншого обладнання [1].

Кваліфікаційна робота присвячена проведенню технічного розрахунку і аналізу робочих характеристик стаціонарного двигуна 4ЧН 10,8/13. У процесі розрахунків передбачається виконання теплового та індикаторного аналізу, визначення основних параметрів робочого процесу, побудова індикаторних діаграм, а також аналіз навантажень у вузлах кривошипно-шатунного механізму. Результати дослідження дозволять не лише поглибити розуміння функціонування двигуна, а й визначити шляхи підвищення його ефективності та надійності.

Мета дослідження – розрахунок основних показників роботи дизельного стаціонарного двигуна типу 4ЧН 10,8/13 (DEUTZ BF4М 1013FC) з метою оцінки його ефективності та технічного потенціалу для стаціонарного застосування.

Об’єктом дослідження є чотирициліндровий чотиритактний дизельний двигун з турбонаддувом DEUTZ BF4М 1013FC, що належить до типорозміру 4ЧН 10,8/13.

Предметом дослідження виступають процеси, що відбуваються в робочому циклі двигуна, зокрема теплові та динамічні параметри,

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

характеристики газообміну, навантаження на елементи КШМ, а також індикаторні показники.

Здійснений у роботі розрахунок дозволяє виявити критичні вузли двигуна, обґрунтувати можливі шляхи його вдосконалення та оптимізації робочих процесів з урахуванням експлуатаційних умов.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 4ЧН 10,8/13

Двигун типу 4ЧН 10,8/13 (рис. 1.1-1.2) є 4-циліндровими рядними двигунами з водяним охолодженням, турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувного повітря мають надзвичайно компактну конструкцію з литим масляним картером (що виконує функцію несучої конструкції) та модульну систему опціонального обладнання, розроблену з урахуванням потреб споживачів, що дозволяє знизити витрати на монтаж і розширити сферу застосування; за бажанням вони можуть бути оснащені електронною системою керування двигуном (EMR), яка забезпечує зручну інтеграцію в систему керування та моніторингу обладнання, а також вирізняються відмінною здатністю до холодного пуску навіть за екстремальних умов [2].

Двигуни характеризуються низьким рівнем шуму завдяки акустично оптимізованим компонентам, що в поєднанні з плавною роботою та тривалим терміном експлуатації забезпечує високий комфорт та надійність. Повний відбір потужності можливий як з боку маховика, так і з передньої частини двигуна, що розширює варіанти використання агрегату.

Наявність «мокрих» гільз циліндрів, збільшені інтервали між замінами масла та простота обслуговування моторних рідин сприяють зниженню експлуатаційних витрат і підвищують надійність усього обладнання. Крім того, двигуни відповідають екологічним стандартам EU Stage II та US EPA Tier 2.

Позначення на рис. 1.1: 1 – заливний патрубок для охолоджувальної рідини з кришкою; 2 – компенсаційний бак (КБ); 3 – вентиляційна лінія від блока головки циліндрів до компенсаційного бака; 4 – трубопровід для охолоджувальної рідини від картера двигуна до радіатора системи рідинного охолодження двигуна; 5 – вирівнювальний трубопровід від компенсаційного

					<i>КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

бака (КБ) до радіатора; 6 – трубопровід для наддувного повітря від турбокомпресора, що працює на відпрацьованих газах, до охолоджувача наддувного повітря (ОНП); 7 – повітроочисник із сухим фільтрувальним елементом; 8 – повітропровід для всмоктуваного повітря між повітроочисником із сухим фільтрувальним елементом і турбокомпресором, що працює на відпрацьованих газах; 9 – турбокомпресор, що працює на відпрацьованих газах (ТКВГ); 10 – трубопровід для охолоджувальної рідини від картера до радіатора системи рідинного охолодження двигуна; 11 – охолоджувач наддувного повітря (ОНП); 12 – радіатор системи рідинного охолодження двигуна (РСРОД); 13 – трубопровід для охолоджувальної рідини від радіатора системи рідинного охолодження двигуна до термостата двигуна.

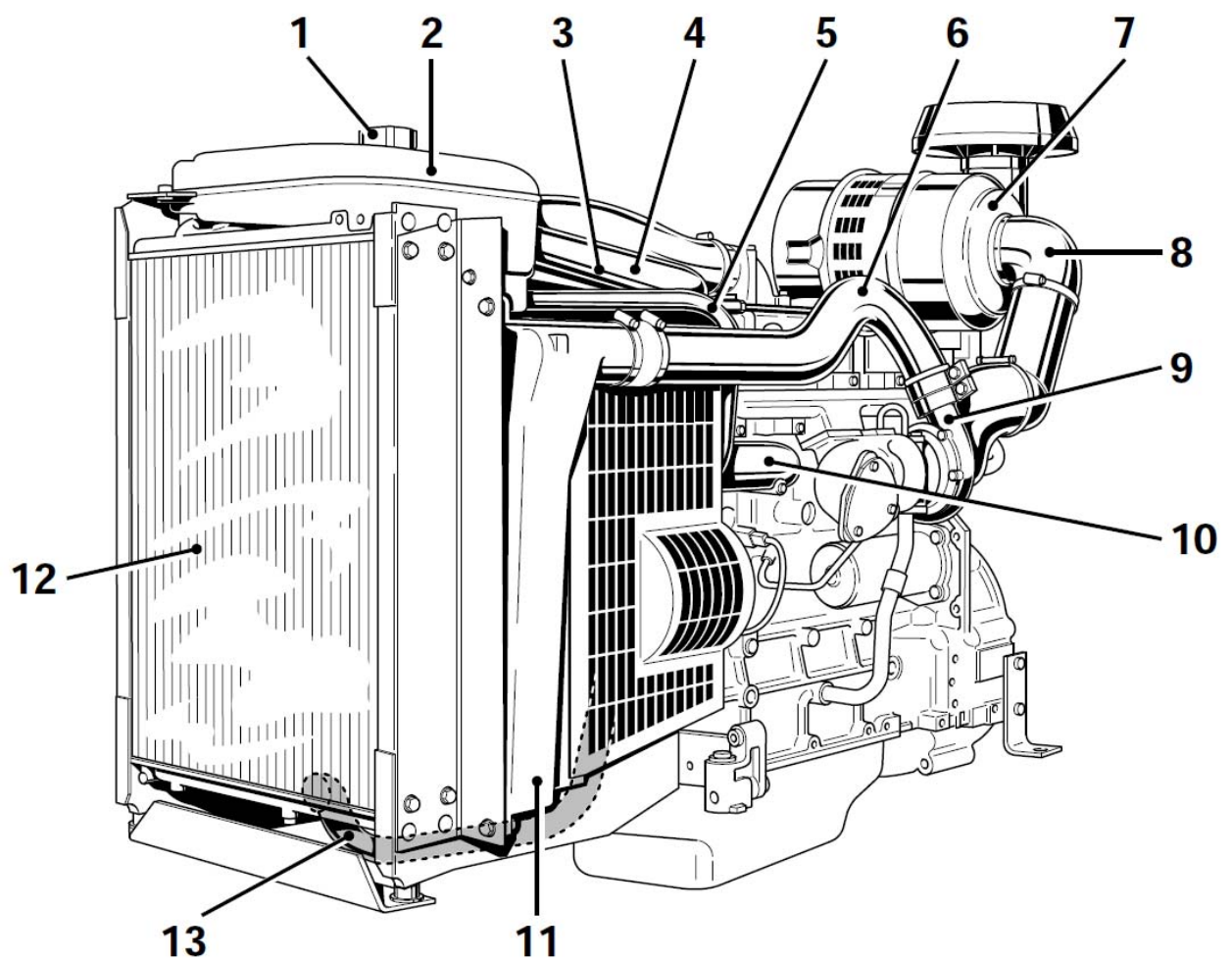


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна (вид справа)

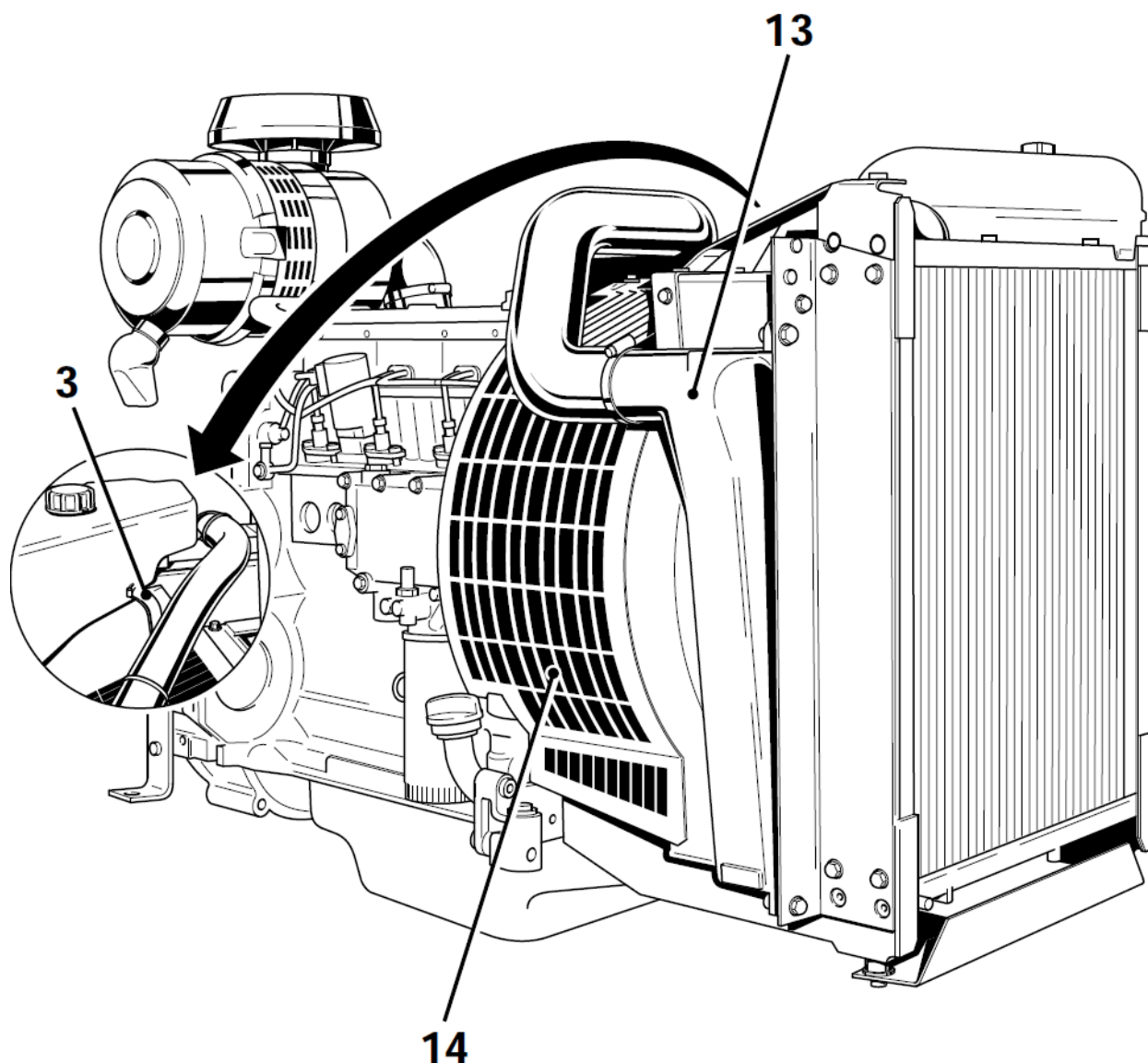


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд двигуна (вид зліва)

Силовий каркас двигуна складається з блоку-картера і циліндрової кришки. Знизу блок-картер закривається легко знімним піддоном. Конструкція циліндрів передбачає їх виконання у вигляді єдиного блоку з верхньою частиною картера. Виготовлення блоку здійснюється з високоміцного алюмінієвого сплаву, за технологією литва у варіантах кокільного литва або литва під тиском. У варіанті кокільного литва верхня плита блоку містить гнізда для встановлення гільз циліндрів. Вдовж контуру водяної сорочки розміщено десять бобишок під шпильки кріплення головки.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

У кожному виконанні ці елементи винесені до верхньої площини. Нижня частина блоку має чотири відсіки з поперечними перегородками, де монтуються корінні підшипники.

Гільзи циліндрів мають форму знімних мокрих втулок, виготовлених із спеціального чавуну з високою зносостійкістю. Нижня частина гільзи ущільнена двома гумовими кільцями круглого перерізу діаметром 3,6 мм, розташованими в канавках на зовнішній поверхні.

Циліндрова кришка є моноблоковою для всіх циліндрів. Вона містить канали для підведення повітря та відведення вихлопних газів, а також порожнини для циркуляції охолоджувальної рідини. Лиття здійснюється з алюмінієвого сплаву. Верхня частина має заглиблення під установку форсунок й деталей газорозподільного механізму, який накривається прямокутною проставкою та захисною кришкою.

Механізм руху представлений як тронковий, центральний, кривошипно-шатунний. Колінчастий вал п'ятиопорний, має великі поверхні під підшипники, що знижує питомі навантаження. Корінні та шатунні шийки порожнисті, із циркуляцією мастила, яке очищається від частинок зносу через бокові отвори. Вал не має противаг і збалансований разом із маховиком та зчепленням, допустимий дисбаланс не перевищує 0,35 мН·м. Осьове зміщення валу обмежується двома сталевими шайбами встановлювального підшипника.

Маховик виготовлений із сірого чавуну, кріпиться до фланця чотирма шліфованими болтами із зусиллям 74,5...88 Нм. Він має зубчастий обід для стартера. На торці кріпиться зчеплення. На окремих моделях застосовується пусковий двигун.

Для фіксації вкладишів використовуються спеціальні виступи, що входять у пази шатуна або блоку. Матеріалом для валу є сталь 45Х із термічним зміцненням шийок струмами високої частоти.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Корінні підшипники підвісного типу, встановлюються на середніх опорах. Кришки виготовлені з ковкого чавуну та кріпляться двома шпильками. Кришки розточуються разом із блоком, тому при ремонті повинні повертатися на свої місця. Гайки затягуються зусиллям 98...108 Нм.

У корінних вкладишів є кільцеві канавки та отвори для мастила, яке подається із каналу в блоці. Вкладиші тонкостінні, сталеві, з алюмінієвим антифрикційним шаром.

Шатуни мають невід'ємну нижню головку з прямим роз'ємом. Стрижень двотаврового перерізу. Кришка головки кріпиться двома болтами з корончатими гайками. У верхній головці є бронзова втулка й дві форсунки для охолодження поршня. Через стрижень подається мастило для підшипника та поршня.

Поршень – цільнолитий. Охолоджується через струмінь мастила з верхньої головки шатуна. Усередині – бобишки під палець. Палець плаваючого типу фіксується стопорними кільцями. Встановлено чотири поршневі кільця: три компресійні й одне маслоснімне. Перше кільце – хромоване, інші мають легку конусність. Маслоснімне кільце може бути потрійним або подвійним. Застосування удосконалених кілець дозволило зменшити їх кількість із п'яти до чотирьох без підвищення витрати мастила.

Паливо подається через форсунку закритого типу з п'ятьма отворами: чотири направлені в камеру згоряння, п'яте — в надпоршневий простір для якісного займання. Поршень виготовлено з алюмінієвого сплаву.

Паливна система (див. рис. 1.3) двигуна призначена для зберігання пального на транспортному засобі, його фільтрації, подрібнення на дрібні частки та рівномірного подавання до циліндрів відповідно до порядку роботи двигуна.

Паливний насос високого тиску виконаний у вигляді моноблочної конструкції, що містить чотири насосні секції, розміщені в спільному корпусі.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Привід плунжерів здійснюється кулачковим валом, а регулювання подачі пального виконується за допомогою золотникового механізму.

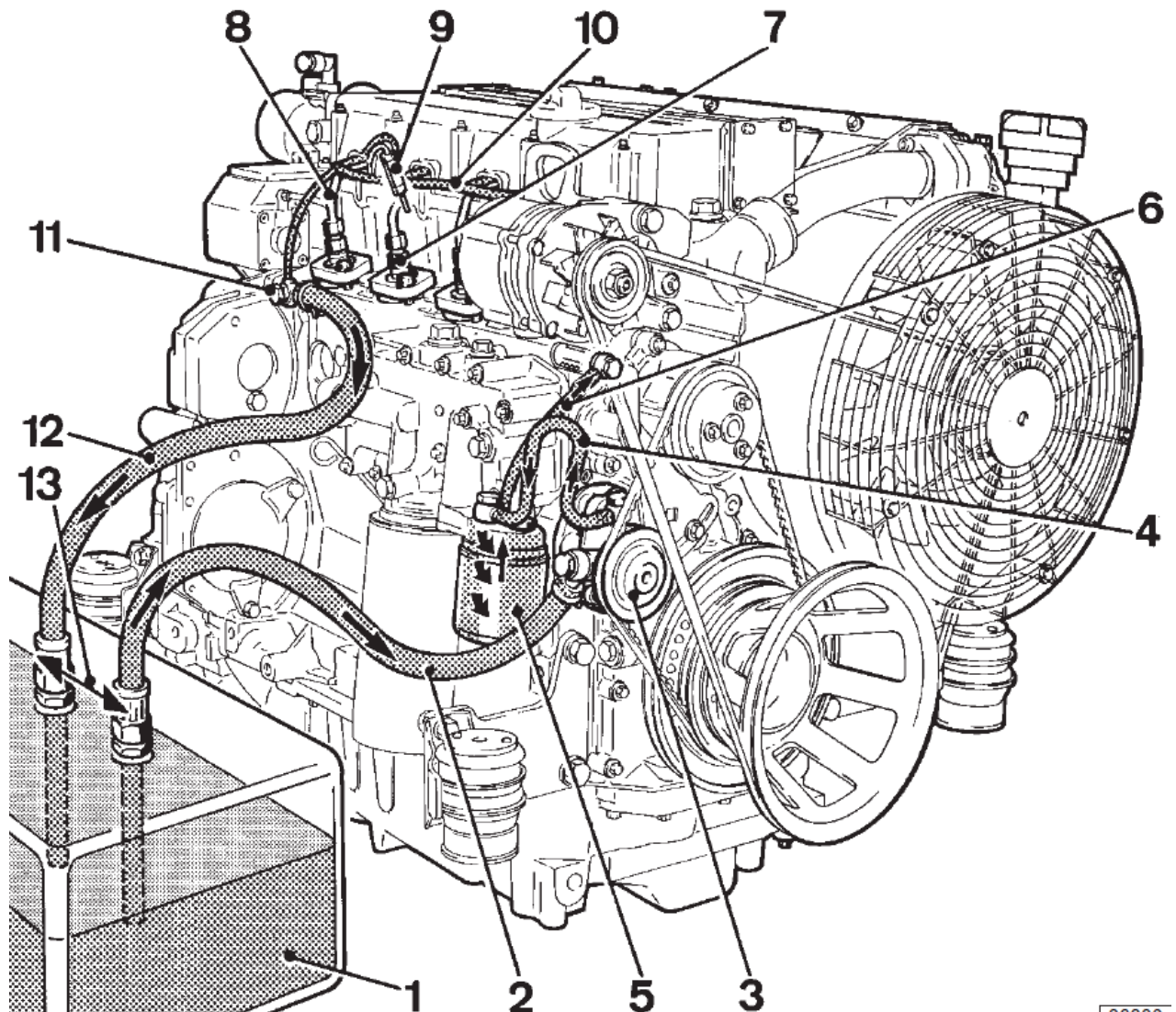


Рисунок 1.3 – Паливна система:

- 1 – паливний бак; 2 – паливопровід до паливопідкачувального насоса;
- 3 – паливопідкачувальний насос; 4 – паливопровід до паливного фільтра;
- 5 – паливний фільтр; 6 – паливопровід до насосів високого тиску;
- 7 – паливний насос високого тиску; 8 – паливопровід до клапанної форсунки;
- 9 – клапанна форсунка; 10 – трубопровід для зливу палива, що просочується;
- 11 – порожнистий болт із клапаном для підтримання тиску; 12 – зливна лінія до паливного бака; 13 – дотримуватись максимально можливої відстані

Основне призначення системи змащування (рис. 1.4) полягає в подачі мастила до поверхонь тертя з метою зменшення тертя між деталями. Водночас ця система виконує й низку додаткових функцій: відведення тепла, яке виникає внаслідок тертя, а також очищення тертьових поверхонь від металевих частинок, нагару та інших забруднень. Варто зазначити, що моторне масло часто використовується також як теплоносіє для охолодження перегрітих елементів, наприклад, головки поршня. Саме тому, окрім терміна «система змащування», поширеним є й вираз «масляна система». У першому випадку акцент робиться на функціональному призначенні системи — змащуванні, тоді як у другому підкреслюється тип використовуваної рідини без уточнення її конкретного призначення [3].

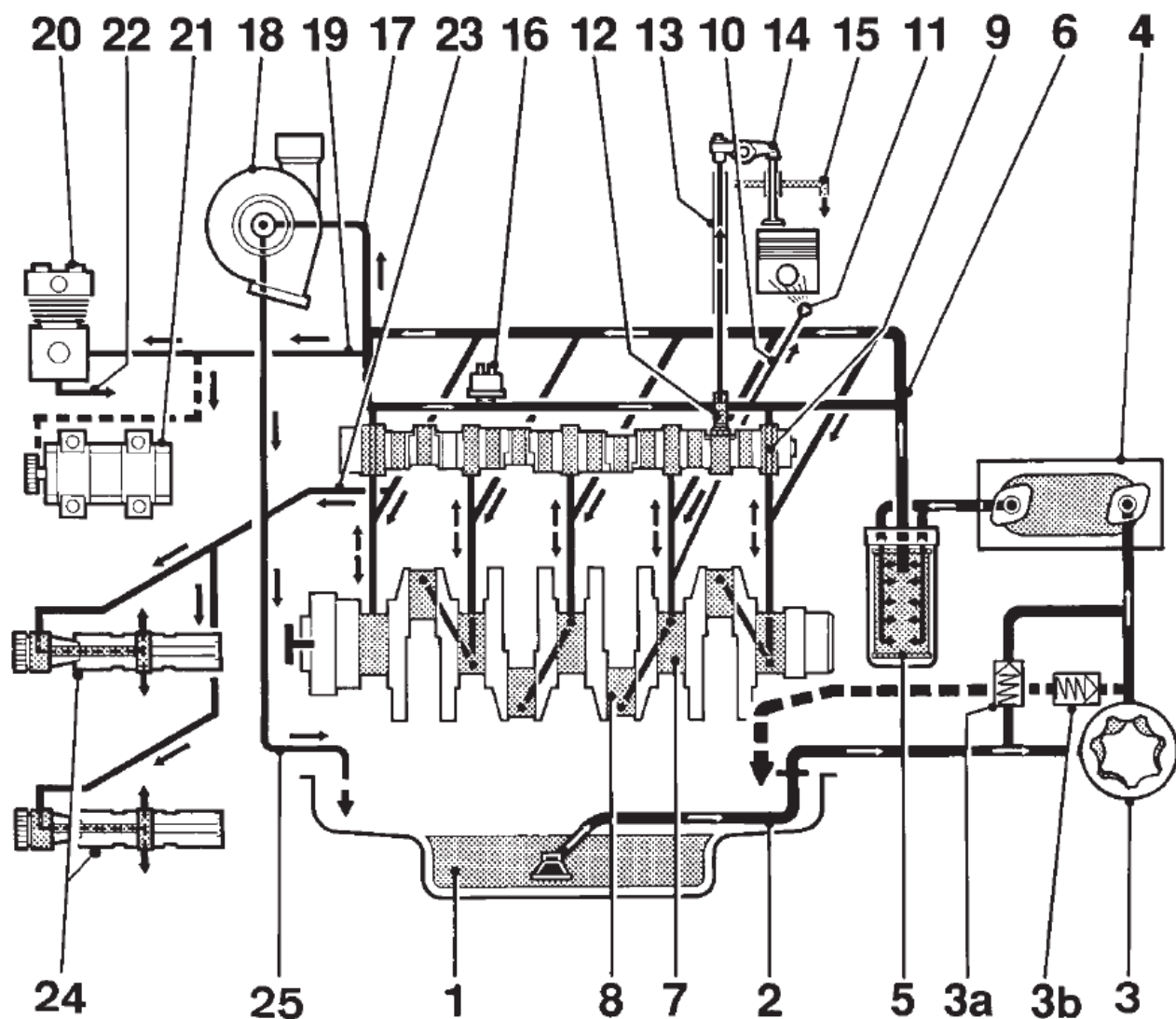


Рисунок 1.4 – Система змащення

Позначення на рис. 1.4: 1 – масляний піддон; 2 – впускний газопровід; 3 – масляний насос; 3а – перепускний клапан; 3б – розвантажувальний клапан; 4 – масляний радіатор; 5 – змінний фільтр для мастильного масла; 6 – магістральна масляна труба; 7 – корінний підшипник колінчастого валу; 8 – шатунний підшипник; 9 – підшипник розподільного вала; 10 – лінія до форсунки; 11 – форсунка для охолодження поршня; 12 – штовхач з імпульсним змащенням коромисел; 13 – штанга штовхача, подача масла для змащення коромисел; 14 – коромисло; 15 – зливна лінія до масляного піддону; 16 – датчик тиску масла; 17 – лінія змащення до турбокомпресора, що працює на відпрацьованих газах; 18 – турбокомпресор, що працює на відпрацьованих газах; 19 – лінія змащення до компресора або гідравлічного насоса; 20 – компресор; 21 – гідравлічний насос; 22 – зливна лінія від компресора або гідравлічного насоса; 23 – лінія до коробки передач для врівноваження мас (2х); 24 – вали для врівноваження мас; 25 – зливна лінія від турбокомпресора, що працює на відпрацьованих газах, до картера.

Система охолодження (рис. 1.5) є замкнутого типу та функціонує за рахунок примусової циркуляції охолоджувальної рідини, що забезпечується роботою відцентрового насоса. В умовах експлуатації у складі трактора або сільськогосподарської машини система повинна підтримувати температуру охолоджуючої рідини, що виходить із дизеля, не вище 100 °С, а також не допускати перегріву моторної оливи понад 115 °С при температурі навколишнього середовища до 40 °С.

Водяний насос обертається за допомогою поліклінового ремня, що отримує привід від шківів колінчастого вала.

Для забезпечення швидкого прогрівання двигуна після запуску та автоматичного регулювання температури в залежності від навантаження і зовнішніх умов передбачено використання термостата. Основний клапан термостата починає відкриватися при температурі 87 ± 2 °С.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На валу водяного насоса встановлено вентилятор, обладнаний в'язкісною муфтою, що дозволяє автоматично відключати вентилятор за потреби.

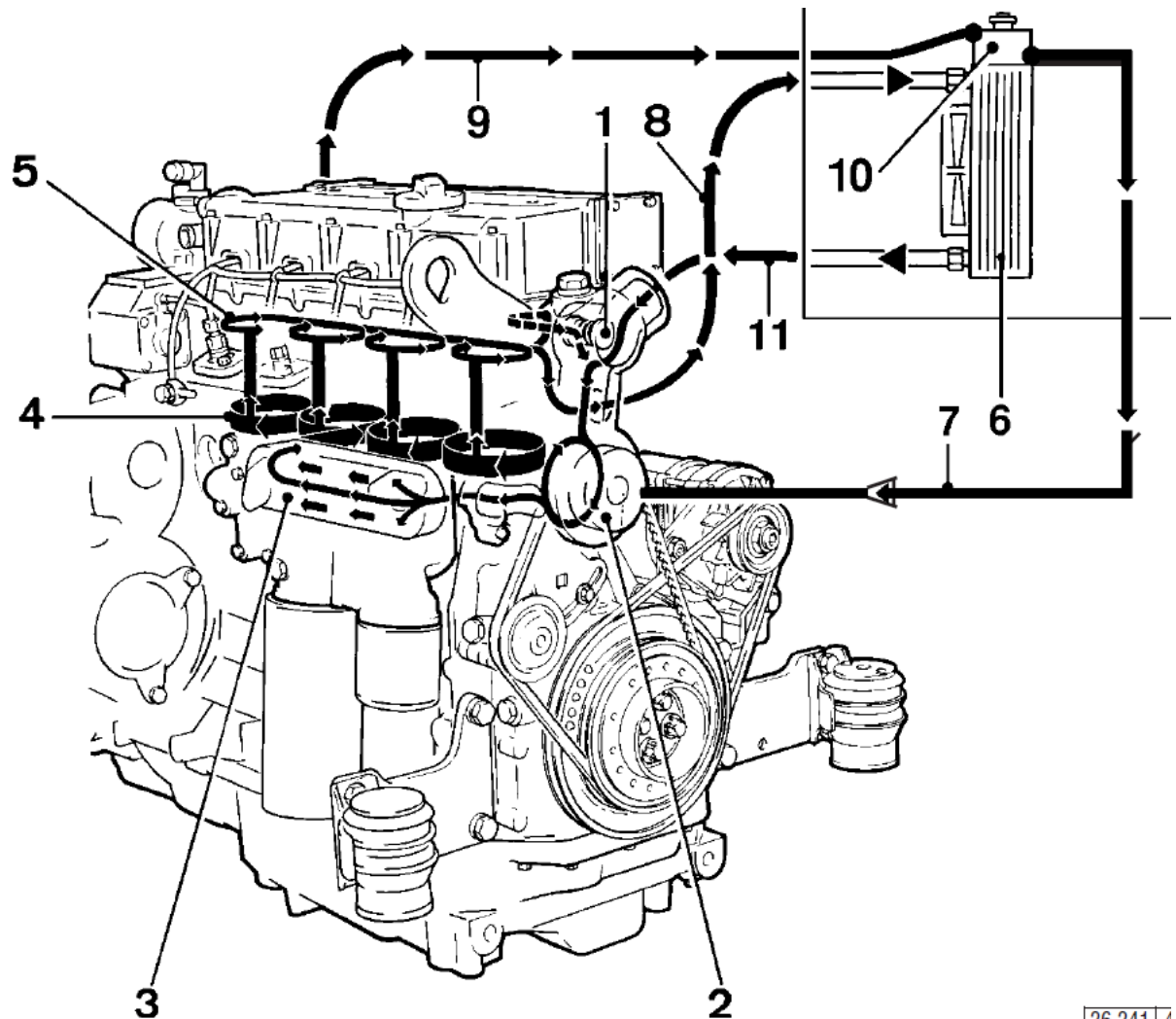


Рисунок 1.5 – Система охолодження:

1 – корпус термостата; 2 – насос подачі охолоджувальної рідини; 3 – масляний радіатор; 4 – охолодження циліндрів; 5 – охолодження головки блока циліндрів; 6 – теплообмінник; 7 – вентиляційна лінія від компенсаційного бака до насоса подачі охолоджувальної рідини; 8 – лінія від двигуна до теплообмінника; 9 – вентиляційна лінія від блока головки циліндрів до компенсаційного бака; 10 – компенсаційний бак; 11 – лінія від теплообмінника до термостата.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ

Аркуш

14

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 4ЧН 10,8/13

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика розрахунку робочого циклу двигуна за Гріневецьким–Мазингом є однією з найважливіших у теплотехнічному аналізі процесів згоряння та перетворення енергії в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння. Вона базується на уточненому підході до врахування теплообміну, зміни об'єму та динаміки маси робочого тіла, що забезпечує високу точність моделювання реального робочого процесу.

1. Удосконалений аналіз теплових процесів

Методика дозволяє набагато точніше враховувати теплообмін між газами і стінками циліндра, а також урахувати нерівномірність температурного поля у камері згоряння. Це особливо важливо при аналізі високофорсованих двигунів, де теплові навантаження є критичним фактором у виборі матеріалів і конструктивних рішень.

2. Урахування змін складу робочого тіла

Підхід Гріневецького–Мазинга враховує зміну маси та складу газів у процесі згоряння та продувки, що є істотним при використанні палива з різними характеристиками або при моделюванні режимів, далеких від стехіометричних. Це дає змогу прогнозувати вплив паливної суміші на показники ефективності та токсичності.

3. Деталізований розрахунок індикаторних показників

За допомогою цієї методики можна точно побудувати індикаторну діаграму реального циклу та визначити індикаторну потужність, середній індикаторний тиск, ефективність згоряння та коефіцієнт наповнення. Це особливо важливо при модернізації конструкцій або оптимізації робочих параметрів двигуна.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4. Оптимізація конструктивних параметрів

Методика застосовується як основа для вибору розмірів циліндра, поршня, форми камери згоряння, закритої площі клапанів, характеристик наддуву тощо. Завдяки високій точності вона дозволяє інженерам знайти найкраще поєднання конструктивних і теплотехнічних параметрів.

5. Актуальність для сучасних досліджень і розробок

У світлі жорстких екологічних вимог та вимог до паливної економічності, методика Гріневецького–Мазинга дозволяє точно моделювати роботу двигуна в динаміці – з урахуванням впливу турбонаддуву, систем рециркуляції відпрацьованих газів, упорскування води тощо.

Методика розрахунку робочого циклу за Гріневецьким–Мазингом є потужним інструментом для глибокого аналізу та проєктування процесів у двигунах внутрішнього згоряння. Вона дозволяє точно враховувати реальні умови роботи двигуна, що сприяє створенню ефективних, економічних і екологічно чистих силових установок. Її використання є доцільним на всіх етапах — від навчального моделювання до науково-дослідницької роботи і промислового конструювання [4].

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	137
Частота обертання	n	хв ⁻¹	2300
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	303
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,25
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	$y_{г}$		0,04

Коефіцієнт використання тепла в точці z	ε_z		0,92
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,95
Ступінь стиснення	ε		17,6
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,2
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,98
Механічний ККД двигуна	η_m		0,85
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,842
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_r	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згорання палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		4
Діаметр циліндра	D_c	м	0,108
Хід поршня	S_c	м	0,13
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згорання	α		2,07
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,74
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_a		0,955
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,81

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	409,09
Температура повітря в ресивері	T_s	К	308,305
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	346,447
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,246
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,235
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,866
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,36
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	11,599
Температура в кінці стиснення	T_c	К	971,827
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,024
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0309
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0297
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,968
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,029
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1935
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	13,918
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,707
Ступінь подальшого розширення	δ		10,312
Показник політропи розширення	n_2		1,277
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1014
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	0,707

Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	1,802
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	1,766
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,165
Індикаторний ККД	η_i	-	0,51
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,501
Ефективний ККД	η_e	-	0,433
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,1946
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	137
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	0,231
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	0,238
Тиск газів перед турбіною	P_f	МПа	0,203
Температура газів	T_t	К	773,082
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,056
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,359
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,374
Дійсна ступінь <u>підвищення</u> тиску у компресорі	Π_k		2,473
Розрахунковий тиск <u>надуву</u>	P_{kd}	МПа	0,2505

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм є важливим етапом теплотехнічного аналізу робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння. Індикаторна діаграма – це графічне зображення зміни тиску в циліндрі в залежності від об'єму або кута повороту колінчастого вала протягом одного робочого циклу.

Вона відображає дійсну або теоретичну роботу, виконану газами у циліндрі, та дозволяє оцінити ефективність процесів згоряння, розширення, випуску і впуску. Обчислення проводилося за такими формулами [5]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку індикаторної діаграми використовуємо вхідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,277
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,599
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,918
Ступінь попереднього розширення ρ	1,707
Ступінь стиснення ε	17,6

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	13,92	
1,00	11,60	13,92
1,71	5,61	13,92
2,50	3,33	8,54
3,30	2,29	6,01
4,09	1,71	4,56
4,89	1,34	3,63
5,68	1,09	3,00
6,47	0,91	2,54
7,27	0,78	2,19
8,06	0,68	1,92
8,86	0,60	1,70
9,65	0,53	1,52
10,45	0,48	1,38
11,24	0,43	1,25
12,04	0,39	1,15
12,83	0,36	1,06
13,63	0,33	0,98
14,42	0,31	0,91
15,22	0,29	0,85
16,01	0,27	0,80
16,81	0,25	0,75
17,60	0,23	0,71
17,60		0,23

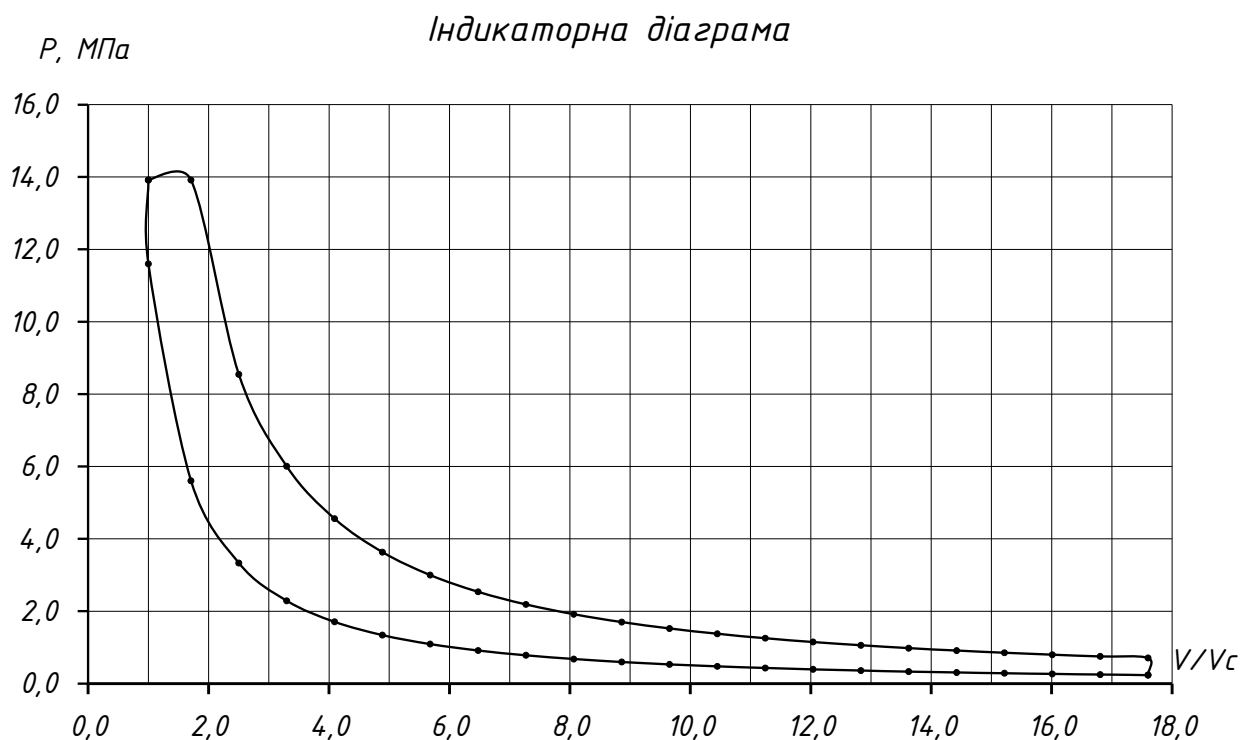


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Динамічні діаграми, що ілюструють зміну силових впливів на колінчастий вал, є ключовим інструментом для оцінки навантажувального режиму вала під час його обертання на будь-якому з кутових положень. Ці графіки слугують базою для визначення запасу міцності основних елементів конструкції та ступеня динамічного урівноваження системи. Їх побудова ґрунтується на даних, отриманих під час теплового моделювання робочого процесу двигуна, з урахуванням впливу змінних силових факторів як внутрішнього, так і зовнішнього характеру протягом усього циклу обертання [6].

У процесі моделювання розраховуються наступні силові складові, що згодом відображаються у вигляді кривих на діаграмах:

P_g – зусилля, що виникає внаслідок тиску згорілих газів на поршень;

P_j – сила інерції, обумовлена прямолінійним переміщенням мас у КШМ;

$R_{дв}$ – вертикальне зусилля, що передається від поршня до поршневого пальця, яке забезпечує перетворення енергії згорання в механічну;

N – сила, з якою поршень притискається до стінки гільзи, тобто нормальна сила;

Q – сила, що передається по довжині шатуна;

T – тангенціальне зусилля, спрямоване по дузі кривошипного обертання;

Z – зусилля, що діє вздовж осі колінчастого вала, тобто осьове навантаження.

Схематичне розміщення перелічених сил у межах кривошипно-шатунного механізму подано на рисунку 2.2.

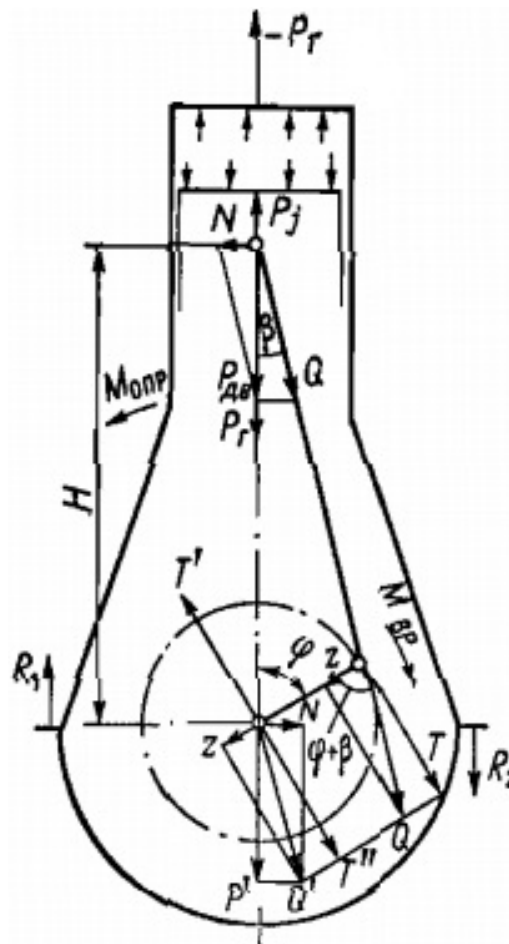


Рисунок 2.2 – Просторова схема дії сил у кривошипно-шатунному механізмі

Початкові параметри, що використовувались для здійснення динамічного розрахунку, наведено в таблиці 2.4. Обчислені значення представлені в

таблицях 2.5 та 2.6, а також стали основою для побудови графічних залежностей, що відображено на рисунках 2.3–2.5.

Рисунок 2.3 демонструє:

P_r – тиск згорілих газів, прикладений до поршня;

P_j – інерційне зусилля в межах одного циліндра;

P_{dv} – вертикальну рушійну силу, що діє під час робочого ходу.

Рисунок 2.4 відображає:

N – силу взаємодії між поршнем і гільзою;

Z – осьове навантаження, яке виникає у кривошипному валі;

T – дотичну компоненту сили, що виникає внаслідок обертового моменту.

Рисунок 2.5 містить:

$T\Sigma$ – сумарну дотичну силу, прикладену до КШМ;

$T_{cp}\Sigma$ – усереднене значення загального дотичного зусилля за цикл.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані для розрахунку

Діаметр поршня	м	D	0,108
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	2300
Максимальний тиск згорання	МПа	P_z	13,918
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,235
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,25
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,289
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4
Радіус кривошипа	м	r	0,065
Ступінь стиснення		ϵ	17,6
Показник політропи стиснення		n_1	1,36
Показник політропи розширення		n_2	1,277
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,707
Кількість циліндрів		i	4

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

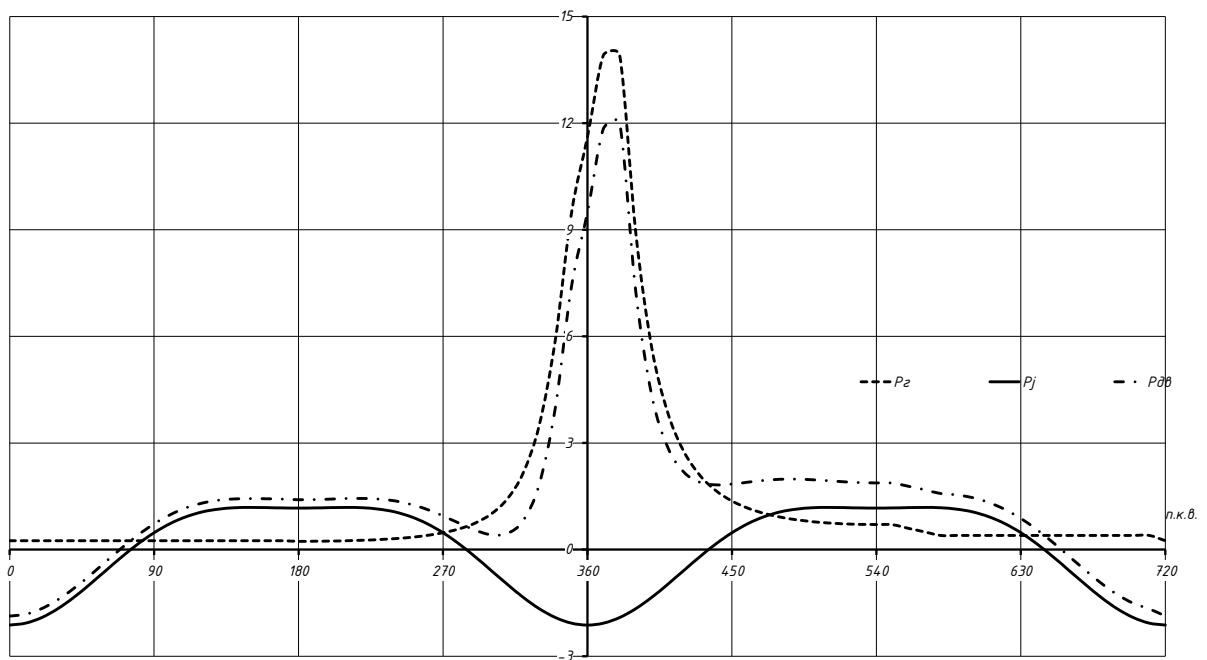
φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,2500	-2,1212	-1,8712	0,0000	-1,8712	0,0000
10	0,2500	-2,0675	-1,8175	-0,0913	-1,7741	-0,4055
20	0,2500	-1,9107	-1,6607	-0,1647	-1,5042	-0,7227
30	0,2500	-1,6629	-1,4129	-0,2056	-1,1208	-0,8845
40	0,2500	-1,3432	-1,0932	-0,2054	-0,7054	-0,8601
50	0,2500	-0,9752	-0,7252	-0,1632	-0,3411	-0,6605
60	0,2500	-0,5850	-0,3350	-0,0856	-0,0933	-0,3330
70	0,2500	-0,1985	0,0515	0,0143	0,0041	0,0533
80	0,2500	0,1611	0,4111	0,1203	-0,0471	0,4258
90	0,2500	0,4756	0,7256	0,2157	-0,2157	0,7256
100	0,2500	0,7327	0,9827	0,2875	-0,4537	0,9178
110	0,2500	0,9272	1,1772	0,3278	-0,7106	0,9941
120	0,2500	1,0606	1,3106	0,3350	-0,9455	0,9675
130	0,2500	1,1404	1,3904	0,3129	-1,1334	0,8639
140	0,2500	1,1780	1,4280	0,2684	-1,2664	0,7123
150	0,2500	1,1874	1,4374	0,2092	-1,3494	0,5375
160	0,2500	1,1821	1,4321	0,1420	-1,3943	0,3563
170	0,2500	1,1737	1,4237	0,0715	-1,4145	0,1768
180	0,2350	1,1700	1,4050	0,0000	-1,4050	0,0000
190	0,2366	1,1737	1,4104	-0,0708	-1,4012	-0,1751
200	0,2417	1,1821	1,4238	-0,1412	-1,3862	-0,3543
210	0,2506	1,1874	1,4379	-0,2092	-1,3499	-0,5378
220	0,2641	1,1780	1,4421	-0,2710	-1,2789	-0,7194
230	0,2833	1,1404	1,4237	-0,3204	-1,1606	-0,8846
240	0,3102	1,0606	1,3708	-0,3504	-0,9889	-1,0119
250	0,3476	0,9272	1,2748	-0,3550	-0,7695	-1,0765
260	0,3999	0,7327	1,1326	-0,3313	-0,5230	-1,0579
270	0,4744	0,4756	0,9500	-0,2825	-0,2825	-0,9500
280	0,5831	0,1611	0,7443	-0,2177	-0,0852	-0,7708
290	0,7469	-0,1985	0,5484	-0,1527	0,0441	-0,5676
300	1,0042	-0,5850	0,4192	-0,1072	0,1168	-0,4166
310	1,4284	-0,9752	0,4532	-0,1020	0,2132	-0,4128
320	2,1662	-1,3432	0,8230	-0,1547	0,5310	-0,6475
330	3,5073	-1,6629	1,8444	-0,2684	1,4631	-1,1546
340	5,9220	-1,9107	4,0114	-0,3978	3,6334	-1,7458
350	9,4657	-2,0675	7,3982	-0,3716	7,2213	-1,6506
360	11,6136	-2,1212	9,4924	0,0000	9,4924	0,0000

370	13,9180	-2,0675	11,8505	0,5952	11,5671	2,6440
380	13,9180	-1,9107	12,0073	1,1907	10,8759	5,2257
390	8,9512	-1,6629	7,2883	1,0606	5,7816	4,5626
400	5,6935	-1,3432	4,3503	0,8176	2,8070	3,4226
410	3,8511	-0,9752	2,8759	0,6473	1,3527	2,6191
420	2,7662	-0,5850	2,1812	0,5576	0,6077	2,1678
430	2,0950	-0,1985	1,8965	0,5281	0,1524	1,9627
440	1,6604	0,1611	1,8216	0,5329	-0,2085	1,8864
450	1,3681	0,4756	1,8437	0,5482	-0,5482	1,8437
460	1,1654	0,7327	1,8980	0,5553	-0,8764	1,7728
470	1,0215	0,9272	1,9487	0,5426	-1,1764	1,6456
480	0,9180	1,0606	1,9786	0,5058	-1,4274	1,4606
490	0,8431	1,1404	1,9835	0,4464	-1,6169	1,2325
500	0,7892	1,1780	1,9672	0,3697	-1,7446	0,9813
510	0,7513	1,1874	1,9387	0,2821	-1,8200	0,7250
520	0,7263	1,1821	1,9083	0,1892	-1,8579	0,4749
530	0,7120	1,1737	1,8857	0,0947	-1,8735	0,2342
540	0,7073	1,1700	1,8774	0,0000	-1,8774	0,0000
550	0,7000	1,1737	1,8737	-0,0941	-1,8616	-0,2327
560	0,6000	1,1821	1,7821	-0,1767	-1,7350	-0,4434
570	0,5000	1,1874	1,6874	-0,2455	-1,5841	-0,6310
580	0,4000	1,1780	1,5780	-0,2966	-1,3995	-0,7872
590	0,4000	1,1404	1,5404	-0,3467	-1,2557	-0,9571
600	0,4000	1,0606	1,4606	-0,3734	-1,0537	-1,0782
610	0,4000	0,9272	1,3272	-0,3695	-0,8012	-1,1207
620	0,4000	0,7327	1,1327	-0,3314	-0,5230	-1,0579
630	0,4000	0,4756	0,8756	-0,2603	-0,2603	-0,8756
640	0,4000	0,1611	0,5611	-0,1642	-0,0642	-0,5811
650	0,4000	-0,1985	0,2015	-0,0561	0,0162	-0,2085
660	0,4000	-0,5850	-0,1850	0,0473	-0,0515	0,1839
670	0,4000	-0,9752	-0,5752	0,1295	-0,2706	0,5238
680	0,4000	-1,3432	-0,9432	0,1773	-0,6086	0,7421
690	0,4000	-1,6629	-1,2629	0,1838	-1,0018	0,7906
700	0,4000	-1,9107	-1,5107	0,1498	-1,3683	0,6575
710	0,4000	-2,0675	-1,6675	0,0838	-1,6276	0,3720
720	0,2500	-2,1212	-1,8712	0,0000	-1,8712	0,0000

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки			φ_3°	180	
φ°	T_E				T_E
	Номер циліндра				
	1	2	3	4	
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10	-0,406	-0,175	2,644	-0,233	1,831
20	-0,723	-0,354	5,226	-0,443	3,705
30	-0,885	-0,538	4,563	-0,631	2,509
40	-0,860	-0,719	3,423	-0,787	1,056
50	-0,660	-0,885	2,619	-0,957	0,117
60	-0,333	-1,012	2,168	-1,078	-0,255
70	0,053	-1,076	1,963	-1,121	-0,181
80	0,426	-1,058	1,886	-1,058	0,196
90	0,726	-0,950	1,844	-0,876	0,744
100	0,918	-0,771	1,773	-0,581	1,339
110	0,994	-0,568	1,646	-0,209	1,864
120	0,967	-0,417	1,461	0,184	2,195
130	0,864	-0,413	1,232	0,524	2,207
140	0,712	-0,647	0,981	0,742	1,788
150	0,538	-1,155	0,725	0,791	0,899
160	0,356	-1,746	0,475	0,657	-0,257
170	0,177	-1,651	0,234	0,372	-0,868
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
					18,889

Силу Pr , Pj , Pdv , МПаРисунок 2.3 – Зміна сил Pr , Pj , Pdv від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ

Аркуш

26

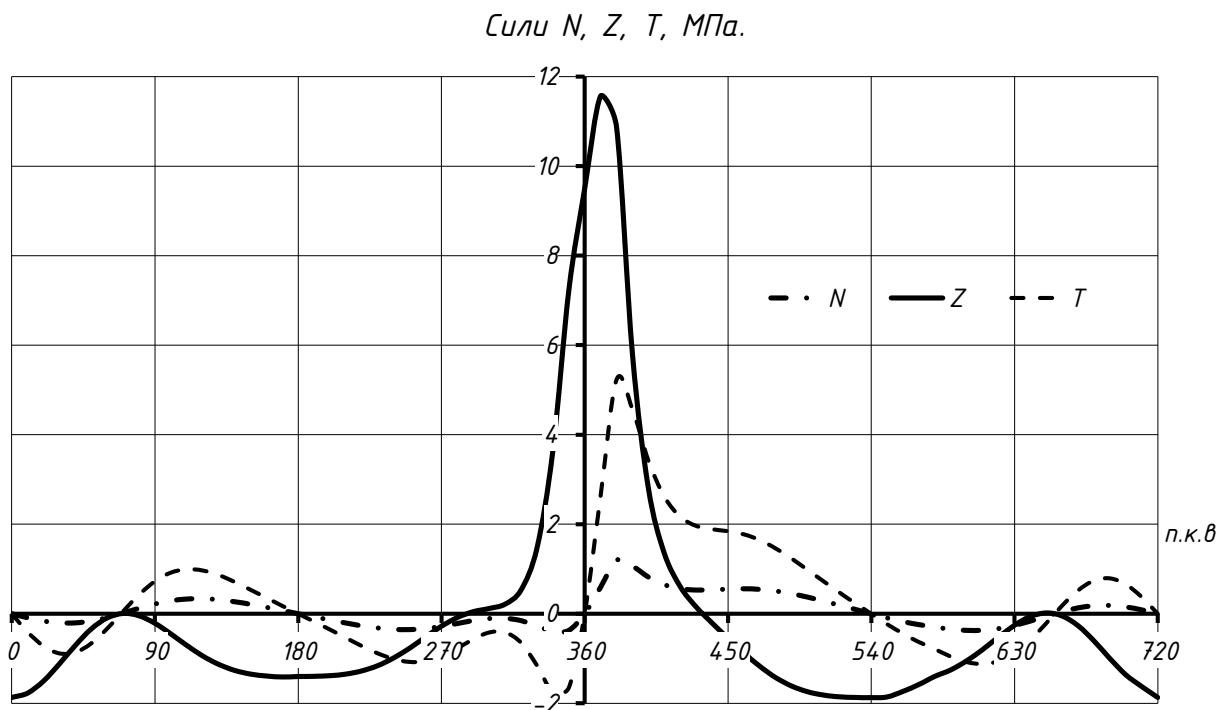


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

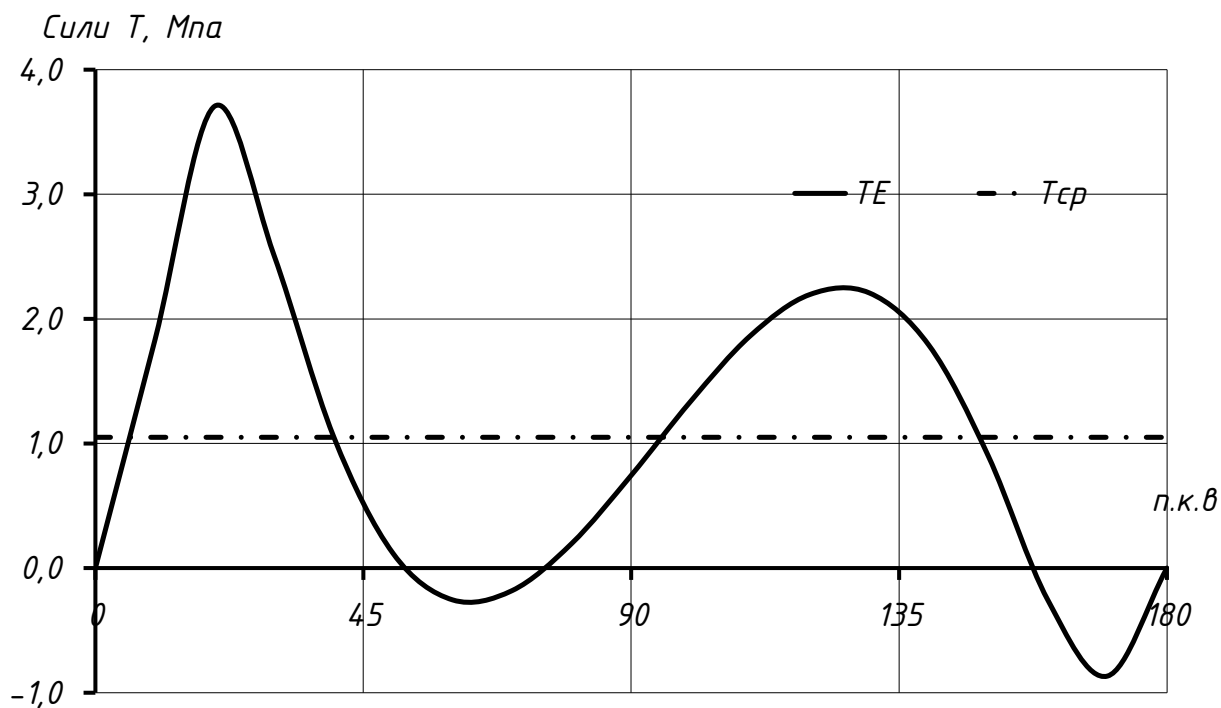


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТУРБОКОМПРЕСОРА ДВИГУНА 4ЧН 10,8/13

Вибір типорозміру турбокомпресора

Виходячи із заданих значень витрати повітря та ступеня підвищення тиску, здійснюється техніко-економічне обґрунтування вибору турбокомпресора, здатного забезпечити найвищу ефективність у роботі двигуна. Для цього аналізуються та зіставляються параметри турбокомпресорів різних конструктивних серій і типорозмірів. Основу такого аналізу становлять спеціалізовані діаграми, які відображають допустимі інтервали витрати повітря та відповідні зони найефективнішого режиму роботи для кожної конкретної моделі турбокомпресора. Значення витрати повітря — як у масових, так і в об'ємних одиницях — відображаються на осі абсцис залежно від обраної методики аналізу [6].

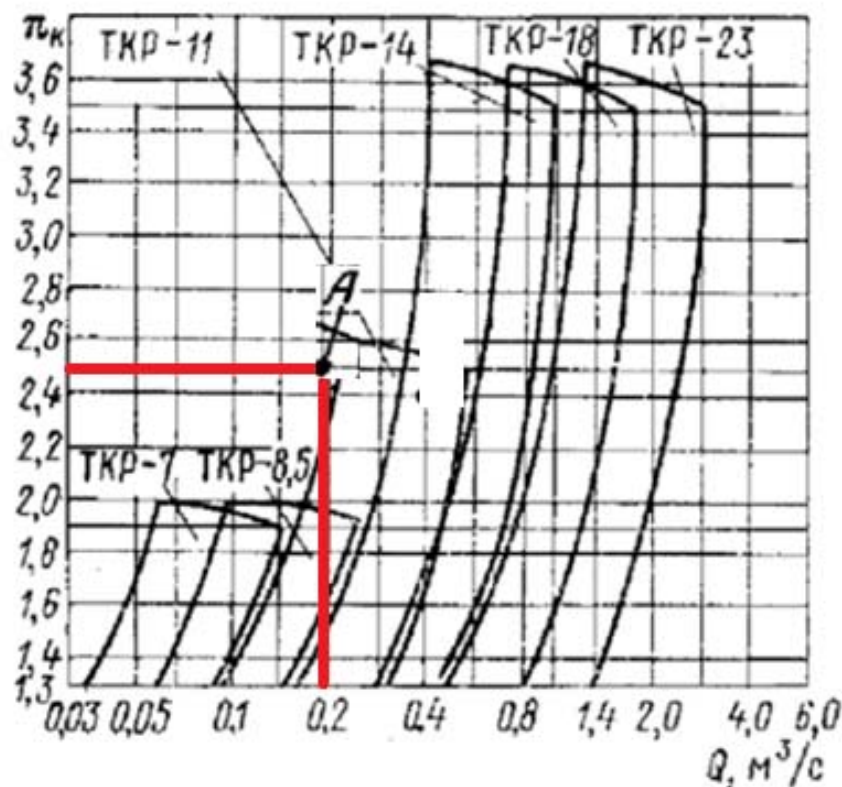


Рисунок 3.1 – Робочі області ефективного застосування турбокомпресорів серії ТК відповідно до витрати повітря та ступеня підвищення тиску

Після визначення реальних значень витрати повітря (G або Q) та ступеня підвищення тиску (ПК) стає можливим побудувати робочу точку на полі характеристик турбокомпресорів (як показано точкою А на рисунку 3.1). Вибір конкретного типорозміру компресора здійснюється відповідно до тієї області, в якій розміщена дана точка, що на діаграмі окреслена скошеним прямокутником. Маркування «ТК» свідчить про застосування осьового типу турбіни, а цифровий індекс позначає зовнішній діаметр компресорного колеса (D_2), виражений у сантиметрах, із допустимим відхиленням близько 6%.

Слід звернути увагу, що розміри компресорного та турбінного коліс зазвичай близькі між собою, що значно полегшує інженерні розрахунки. Таким чином, вибір, наприклад, типорозміру ТКР-11 дозволяє орієнтовно визначити розмір компресорного колеса, який згодом використовується як базова величина для подальших розрахунків параметрів повітроподачі та тиску наддуву.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Значення	Найменування
	1,2	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг	89498,0	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с	386,22	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Значення	Найменування
	0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
$C_{вх}$, м/с	40	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)	1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с	115,9	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К	315	Температура після глушника
T_1 , К	309,1	Температура повітря перед колесом
P_a , Па	100000	Тиск після глушника
n_1	1,37	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па	93257,5	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Значення	Найменування
D_2 , м	0,11	Зовнішній діаметра колеса компресора
D_o , м	0,038	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{ТВ}$	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
$\Phi_{2г}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k	12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1	1,0512	Густина повітря перед входом в колесо
f_1	0,0018	Площа на вході в колесо
D_H	0,0612	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a	0,557	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1	0,0510	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ	0,8182	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К	384,40	Температура повітря за колесом компресора
η_2	0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
	3,10	Комплекс
P_2 , Па	183091,30	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}	32,9	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1	5	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1z}	37,9	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_{1z} , м	0,001	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1	0,939	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
w , м/с	123,39	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β^1_{11}	34,6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}	29,9	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}	42,8	Кут входу потоку на діаметрі D_o
w^1_H , м/с	247,9	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H

w_1 , м/с	217,3	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{hw}	0,76	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u} , м/с	316,00	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с	135,18	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с	343,70	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2	23,16	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}	0,871	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³	1,660	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м	0,003	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с	152,33	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\dot{w}$	0,70	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
D_3 , м	0,13	Діаметр на виході з БЛД
y	0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м	0,002	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)
w_3 , м/с	280,56	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К	402,33	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па	197702,53	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³	1,712	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$	0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3	29,50	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с	280,56	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}	0,70	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	0,18	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м	0,005	Ширина дифузору на виході
i_3	0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$	29,50	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$	15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$	44,50	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a	1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4	36,17	Кут виходу потоку з ЛД
η_k	0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
	2,92	Комплекс
	1,92	Комплекс
t_4 , К	438,18	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с	81,55	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К	438,18	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	31	Число лопаток дифузору
z_k/z_d	0,39	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	0,538	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
	0,922	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f	2,83	Дифузорність ЛД
α_{cp}	37,00	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ	7,31	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па	253738,88	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
	0,002	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
$R_{л}$, м	0,254	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{ц}$, м	0,200	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³	2,018	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Значення	Найменування
ξ_s	0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A	0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
C_s , м/с	79,92	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
	Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці	
η_s	0,000	ККД завитки
	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_s , Па	252400,64	Тиск повітря за завиткою
	0,003	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_s , К	438,31	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_s , м ²	0,0021	Площа завитки на виході
D_s , м	0,0515	Діаметр виходу завитки

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

Позначення	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$	0,837	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт	24,16	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв	67056	Частота обертів ротора турбокомпресора

Технічна характеристика розробленого турбокомпресора

У межах цієї роботи було взято за основу турбокомпресор, зображений на рисунку 3.2, як прототип для проєктування нової моделі — ТКР-11. Вона характеризується використанням радіальної турбіни, причому діаметри коліс турбіни та компресора є ідентичними [7]. Турбокомпресор належить до категорії машин із консольним типом кріплення обертових елементів.

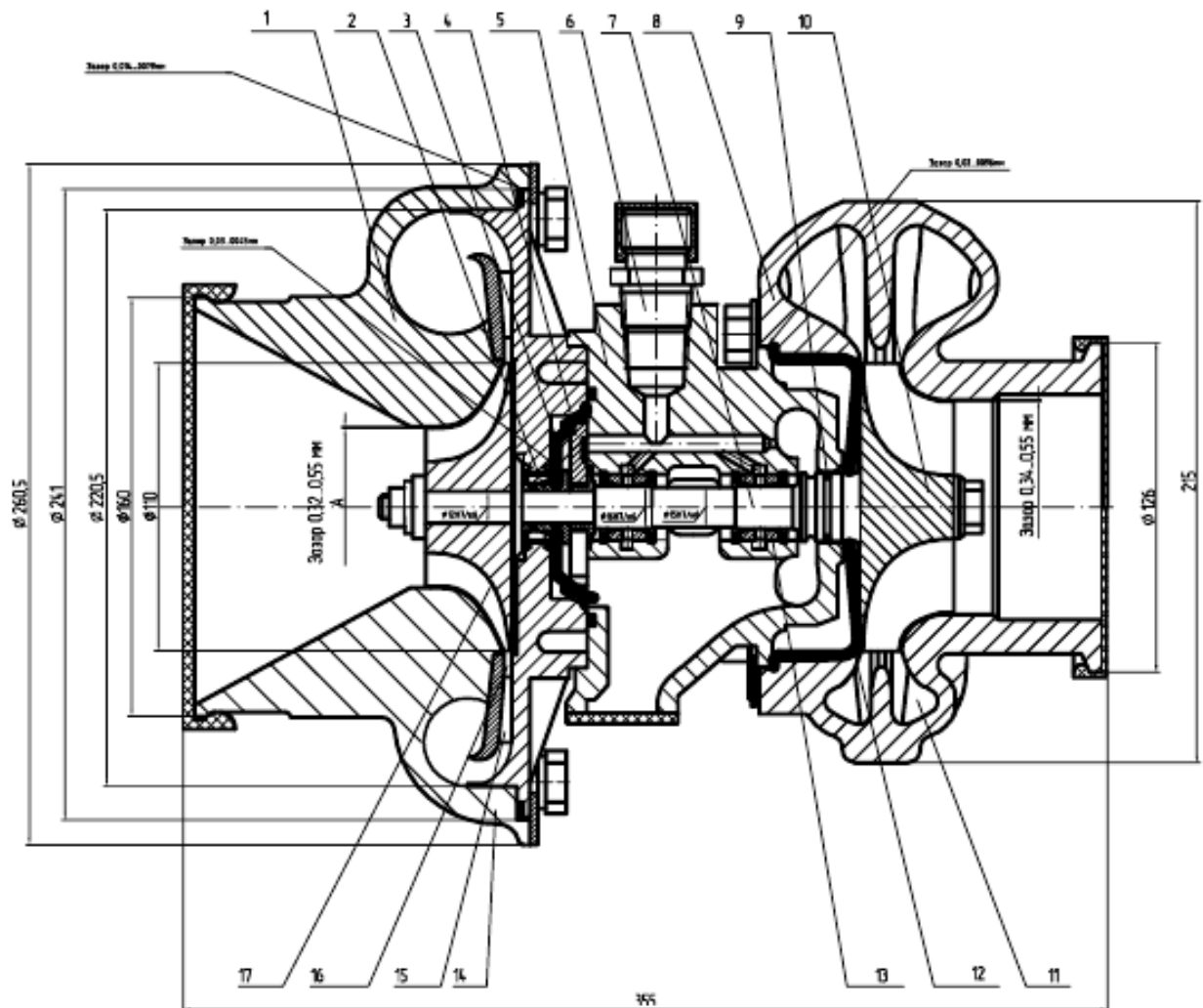


Рисунок 3.2 – Турбокомпресор ТКР 11

Корпусна частина турбокомпресора ТКР-11 включає три основні компоненти: корпус компресора (1), корпус підшипників (2) та корпус турбіни (3).

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ

Аркуш

34

Корпус компресора формує проточну частину, зокрема передню секцію каналу для колеса, ділянки безлопаткового та лопаткового дифузорів, а також повітрозбірник. Цей елемент виготовлено з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус підшипників (5) об'єднує обидва кінці турбокомпресора та утримує підшипники.

Корпус турбіни (8), відлитий зі сталі, формує газову частину турбіни, включаючи встановлення соплового апарату і під'єднання випускного трубопроводу дизельного двигуна.

Усі три корпуси центруються та з'єднуються через болтові з'єднання із точним суміщенням осьових розточок, забезпечуючи співвісність елементів роторного вузла.

Роторна частина, яка є рухомою, складається з суцільного валу та прикріплених до нього компресорного (17) і турбінного (10) коліс. Виготовлений з кованої сталі 2Х13, ротор є жорсткої барабанної конструкції. Для герметизації з обох боків вал оснащено ущільнюючими кільцями (9).

Компресорне колесо насаджують на вал із натягом у нагрітому стані, а потім фіксують гайкою. Воно має напіввідкриту конструкцію з радіальними лопатками та осьовим входом, утвореним вхідними сегментами лопаток. Матеріал – алюмінієвий сплав АЛ4.

Турбінне колесо виготовлене з литої жароміцної сталі (рекомендовані сплави: ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ замість ЄІ69) та приварюється до валу. Його лопатки є частиною литого диска й не мають роз'ємних з'єднань.

Підшипниковий вузол включає дві циліндричні бронзові втулки, розміщені в корпусі підшипників. Вони двошарові та мають шість радіальних отворів для розподілу мастила. Осьове зміщення обмежене стопорними кільцями.

Мастило надходить у підшипники крізь спеціальні отвори у корпусі та розподіляється по поверхні завдяки серповидним канавкам. Після змащування олива самопливом стікає вниз і відводиться з корпусу.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Упорний підшипник складається з п'яти у формі $\frac{3}{4}$ кола, що контактує з гребенями втулок, насаджених на вал з боку компресорного колеса. Упорна п'ята має рельєф з подушками й каналами для утворення мастильного шару. Фіксація п'яти досягається пружиною, а зазор між гребенями виключає заклинювання.

Система ущільнення складається з двох кілець, розташованих по обидва боки ротора, які перешкоджають потраплянню масла до компресора й турбіни.

Система змащення використовує масло з основної мастильної системи двигуна. Його подача здійснюється через штуцер (6) і внутрішні канали корпусу підшипників. Відпрацьована олива стікає в нижню частину корпусу та відводиться насосом.

Під час роботи турбокомпресора газ з двигуна надходять у сопловий апарат, де їхня потенційна енергія частково перетворюється на кінетичну. Ці газ зводять у рух турбінне колесо, забезпечуючи обертання ротора. Вихідні газ з далі спрямовуються в випускн з систему черз фланець корпусу.

Компресорне колесо, обертаючись, захоплює повітря, яке під впливом відцентрових сил переміщується до зовнішнього діаметра колеса, де отримує додаткову кінетичну енергію. При цьому тиск на вході знижується, що сприяє подальшому надходженню повітря.

Утворений повітряний потік проходить черз безлопатковий дифузор, який зменшує швидкість до дозвукoвих значень. Це дозволяє уникнути стрибків тиску на лопатках та підвищити ККД компресора.

Потім повітря переходить у лопатковий дифузор, де напрям руху часток коригується, підвищуючи ефективність стиску. Розрахунок оптимальних кутів входу-виходу лопаток забезпечує максимально ефективну роботу на номінальному режимі.

Завитка, яка слугить повітрозбірником, виконана спіральною, з поступово збільшуваним перетином. Це мінімізує втрати тиску та радіальне

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

навантаження на колесо компресора, забезпечуючи стабільний розподіл тиску в системі.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Для забезпечення безпечних умов праці під час обслуговування системи газообміну стаціонарного дизельного двигуна 4ЧН 10,8/13 необхідно впровадити комплекс організаційних, технічних та профілактичних заходів, що спрямовані на мінімізацію впливу шкідливих факторів та попередження виробничого травматизму [8].

1. Організаційні заходи:

Організаційні заходи відіграють ключову роль у системі управління охороною праці при експлуатації та технічному обслуговуванні системи газообміну стаціонарного дизельного двигуна типу 4ЧН 10,8/13. Їх основною метою є запобігання виробничому травматизму, професійним захворюванням і аварійним ситуаціям за рахунок належного планування, інформування та контролю.

До основних організаційних заходів належать:

Розробка та впровадження інструкцій з охорони праці, що регламентують порядок безпечного проведення робіт із системою газообміну, включаючи пусконаладжувальні та ремонтні операції.

Проведення інструктажів з охорони праці (вступного, первинного, повторного, позапланового і цільового) для всіх працівників, які залучені до обслуговування системи. Інструктажі повинні включати інформацію про можливі небезпеки (висока температура, отруйні гази, шум) та способи їх уникнення.

Призначення відповідальних осіб за організацію і контроль безпечного виконання робіт, а також за ведення обліку технічного стану обладнання та системи вентиляції.

Організація безпечного допуску до виконання робіт, зокрема, оформлення нарядів-допусків на проведення обслуговування системи

					<i>КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

газообміну, особливо у разі проведення робіт підвищеної небезпеки (висотні, газонебезпечні, термічні тощо).

Підтримка у справному стані засобів зв'язку, сигналізації та евакуаційних шляхів, що необхідні у випадку надзвичайної ситуації.

Контроль за дотриманням режимів праці та відпочинку, запобігання перевтомі обслуговуючого персоналу, що може призводити до помилок і травмувань.

Організація проходження обов'язкових медичних оглядів, що дозволяє вчасно виявити осіб з протипоказаннями до роботи у потенційно шкідливих умовах.

2. Технічні заходи:

Технічні заходи спрямовані на створення безпечного виробничого середовища шляхом технічного удосконалення робочого місця, застосування сучасних засобів безпеки та мінімізації впливу шкідливих факторів, пов'язаних з функціонуванням системи газообміну.

До основних технічних заходів належать:

Забезпечення надійної герметичності елементів газообмінної системи, зокрема патрубків, колекторів та з'єднань, для запобігання витoku відпрацьованих газів у машинне відділення, що є потенційно небезпечним для здоров'я персоналу.

Встановлення ефективної вентиляції у приміщеннях, де експлуатується двигун. Системи витяжної та припливної вентиляції повинні забезпечувати видалення шкідливих газів (NO_x, CO, HC, сажі) та підтримання допустимих концентрацій згідно з нормами ДСП і ДСН.

Використання теплоізоляційних матеріалів на поверхнях вихлопних труб, турбокомпресорів і колекторів, що мають високу температуру, з метою запобігання термічним опікам персоналу та зменшення теплового навантаження у робочій зоні.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосування шумопоглинальних елементів, глушників та захисних кожухів для зниження рівня шуму, який утворюється під час роботи газообмінної системи та турбокомпресора, відповідно до гігієнічних нормативів.

Оснащення системи газообміну технічними засобами контролю, такими як датчики температури, тиску та витрати повітря, для оперативного виявлення несправностей або відхилень від нормальних параметрів.

Регулярна перевірка справності елементів кріплення, ущільнень і компенсаторів, що дозволяє своєчасно виявляти зношення або розгерметизацію з'єднань та запобігати аваріям.

Наявність захисних огорожень і кожухів на рухомих частинах (турбокомпресор, вентилятори), які унеможливають випадковий контакт персоналу з небезпечними зонами.

3. Засоби індивідуального захисту:

Під час технічного обслуговування системи газообміну дизельного двигуна 4ЧН 10,8/13 персонал піддається дії низки небезпечних і шкідливих факторів — високій температурі поверхонь, токсичним компонентам відпрацьованих газів, шуму, механічним ушкодженням. Для мінімізації ризиків обов'язковим є застосування відповідних засобів індивідуального захисту (ЗІЗ).

До основних засобів індивідуального захисту належать:

Захисний спецодяг (брзентовий або вогнетривкий комбінезон) — забезпечує захист тіла від опіків при випадковому контакті з гарячими поверхнями елементів газообмінної системи (колектора, турбокомпресора тощо).

Теплостійкі рукавиці — застосовуються при виконанні робіт, пов'язаних із демонтажем або перевіркою вузлів, що мають високу температуру, та запобігають термічним опікам рук.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Захисні окуляри або щиток — використовуються для захисту органів зору від можливого викиду окалини, частинок сажі або розігрітих фрагментів ущільнень під час виконання ремонтних операцій.

Протиаерозольні або вугільні респіратори типу РПГ, ЗМ, У-2К тощо — обов'язкові при роботі в умовах недостатньої вентиляції або у разі розгерметизації системи, коли можливе виділення оксидів азоту, чадного газу, вуглеводнів.

Беруші або протишумні навушники — використовуються при роботі у зоні дії турбокомпресора чи в каналах вихлопу, де рівень шуму перевищує 85 дБ.

Захисне взуття зі сталевим підноском і жаростійкою підошвою — забезпечує захист ніг від травмування при падінні інструменту або елементів конструкції, а також від опіків.

Ізольюючі гумові килимки — застосовуються при роботі на металевих підлогах для зменшення ризику ураження електричним струмом у випадках обслуговування датчиків чи електроприводів системи.

4. Профілактичні та контрольні заходи:

Профілактичні та контрольні заходи відіграють важливу роль у забезпеченні безпечної експлуатації системи газообміну стаціонарного дизельного двигуна 4ЧН 10,8/13. Їхня своєчасна реалізація дозволяє виявляти потенційні небезпеки, попереджати аварійні ситуації та мінімізувати шкідливий вплив на працівників.

До основних профілактичних заходів належать:

Регулярний технічний огляд компонентів газообмінної системи (впускного і випускного колекторів, турбокомпресора, трубопроводів, прокладок) з метою виявлення тріщин, прогарів, розгерметизації та зносу елементів.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Контроль герметичності з'єднань шляхом перевірки стану кріпильних елементів, ущільнень і прокладок. Необхідно особливо слідкувати за вузлами, що працюють під високим тиском та температурою.

Періодичне очищення газоходів та колекторів від нагару, сажі та інших продуктів згоряння, які можуть створювати додатковий тиск або спричинити перегрів вузлів.

Контроль за справністю термоізоляції на поверхнях системи газообміну, яка запобігає опікам працівників та зменшує теплові втрати.

Перевірка параметрів роботи турбокомпресора (тиск наддуву, частота обертання, стан підшипників) та заміна елементів, що мають ознаки зносу.

Аналіз складу вихлопних газів (з використанням газоаналізаторів) для своєчасного виявлення несправностей у роботі двигуна або системи впорскування палива, що можуть призвести до підвищення токсичності викидів.

До контрольних заходів також належать:

Ведення журналу технічного обслуговування, де фіксуються всі виконані перевірки, ремонти, заміни елементів та несправності.

Регулярне проведення інструктажів з охорони праці з акцентом на особливості обслуговування газообмінної системи.

Моніторинг дотримання працівниками правил безпеки, у тому числі застосування засобів індивідуального захисту.

Впровадження системи технічного діагностування, що дозволяє дистанційно або автоматизовано фіксувати параметри роботи системи у реальному часі.

Загалом, впровадження профілактичних і контрольних заходів є важливою складовою системи управління охороною праці, що сприяє підвищенню надійності роботи двигуна та створенню безпечного робочого середовища для обслуговуючого персоналу.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Комплексне впровадження зазначених заходів дозволяє створити безпечні умови праці під час обслуговування системи газообміну стаціонарного дизельного двигуна 4ЧН 10,8/13, зменшити ризики травмування працівників, а також запобігти виникненню аварійних ситуацій, пов'язаних із порушенням герметичності або несправністю газопровідних елементів.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході виконання роботи було проведено комплексний розрахунок та технічне обґрунтування параметрів стаціонарного дизельного двигуна типу 4ЧН 10,8/13 (DEUTZ BF4M 1013FC). В результаті виконано тепловий, індикаторний, динамічний та конструктивний розрахунки, що дозволило отримати повну картину функціонування двигуна у різних режимах роботи.

Основні висновки:

1. Тепловий розрахунок дозволив визначити основні показники циклу: тиск і температуру в характерних точках, а також ККД циклу, що підтвердило працездатність конструкції в заданих умовах.

2. Індикаторний розрахунок дозволив побудувати індикаторні діаграми, визначити силу газового тиску на поршень та параметри, необхідні для аналізу навантажень в кривошипно-шатунному механізмі.

3. Динамічний аналіз виявив сили інерції, реакції у вкладишах і навантаження в ключових елементах конструкції, що стало основою для подальшого перевірного розрахунку на міцність.

4. Розрахунок повітропостачання та вибір турбокомпресора показав доцільність використання турбокомпресора типу ТКР-11, що забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску та оптимальні параметри наддуву.

5. Також було розглянуто заходи з охорони праці при експлуатації та обслуговуванні систем двигуна, що забезпечує безпечні умови для персоналу.

Результати роботи підтверджують ефективність застосованої методики проєктування та розрахунку, а також відповідність вибраної конструкції сучасним вимогам до надійності, ефективності та безпеки експлуатації стаціонарних дизельних двигунів.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
2. Lakshminarayanan P. A., Avinash Kumar Agarwal. Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines. Springer, 2020. – 912 p.
3. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
4. Grieshabe, H., Raatz, T. (2014). Basic principles of the diesel engine. In: Reif, K. (eds) Diesel Engine Management. Bosch Professional Automotive Information. Springer Vieweg, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-03981-3_3/
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. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах / за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. 493 с.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					КРБ.142.4221з.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		