

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.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

АНАЛІЗ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ
ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Павло ЯРІЧ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
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

Ярічу Павлу Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз та вдосконалення системи повітропостачання для покращення продуктивності тепловозного двигуна

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

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 2940 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; $P_k = 3,6$; ступінь стиску – 15; температура навколишнього середовища – 40 °С

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Застосування двигуна на магістральному тепловозі; Моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; Проєкт системи повітропостачання двигуна; Економічне обґрунтування впровадження двигуна з модернізованою системою повітропостачання; Охорона праці та охорона навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; габаритне креслення двигуна; машинне відділення
тепловоза; термокомпресор; трубопровід; кришка ОНП

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/П. П. Яріч/

(прізвище та ініціали)

/Ю. Л. Мошенцев/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати аналізу та вдосконалення системи повітропостачання для підвищення продуктивності тепловозного двигуна потужністю 2940 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 1000 хв^{-1} . Як базову модель обрано дизель 12ЧН 26/26, що застосовується на магістральних тепловозах серії 2ТЕ116.

У роботі виконано аналіз конструкції та режимів роботи тепловозного двигуна, моделювання робочого циклу та розрахунок динамічних навантажень у кривошипно-шатунному механізмі.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 98 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 15 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: тепловозний двигун, система повітропостачання, турбонаддув, турбокомпресор, наддувне повітря, паливна економічність.

The qualification project presents the results of analysis and improvement of the air supply system aimed at increasing the performance of a locomotive diesel engine with a power output of 2940 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 1000 rpm. The 12CHN 26/26 engine used in mainline locomotives of the 2TE116 series was chosen as the base model.

The project includes an analysis of the locomotive engine structure and operating modes, simulation of the working cycle, calculation of dynamic loads in the crank mechanism.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 98 pages of explanatory and calculation notes. A total of 15 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-format drawings.

Keywords: locomotive engine, air supply system, turbocharging, turbo-charger, boost air, fuel economy.

					КРМ.142.6221м.19.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Застосування двигуна типу 12ЧН 26/26 на магістральному тепловозі.....	7
1.1. Загальна характеристика тепловоза 2ТЕ116.....	7
1.2. Вимоги, які пред'являються до дизелів, що працюють на тепловозах.....	8
1.3. Режими роботи дизелів на тепловозах.....	10
1.4. Обґрунтування доцільності проведення модернізації.....	11
1.5. Опис машинного відділення тепловоза 2ТЕ116.....	12
1.6. Висновок до розділу.....	14
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу та розрахунк динаміки двигуна типу 12ЧН 26/26.....	15
2.1. Порівняння двигунів-прототипів.....	15
2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	16
2.3. Обґрунтування та вибір основних параметрів робочого циклу двигуна.....	16
2.4. Розрахунок робочого циклу.....	18
2.5. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	27
2.6. Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ.....	29
2.7. Висновок до розділу.....	36
РОЗДІЛ 3. Проєкт системи повітропостачання двигуна типу 12ЧН 26/26..	37
3.1. Вступ.....	37
3.2. Розробка схеми системи повітропостачання та газовідводу.....	37
3.3. Проєктування турбокомпресорів для наддуву двигуна.....	46
3.4. Опис спроектованих турбокомпресорів.....	67
3.5. Порядок проведення робіт в разі виходу із ладу турбокомпресора (турбокомпресорів).....	72
3.6. Висновок до розділу.....	75

РОЗДІЛ 4. Економічне обґрунтування впровадження двигуна з модернізованою системою повітропостачання.....	77
4.1. Обґрунтування необхідності модернізації двигуна системою повітропостачання.....	77
4.2. Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою повітропостачання.....	78
4.3. Висновок до розділу.....	82
РОЗДІЛ 5. Охорона праці та охорона навколишнього середовища.....	83
5.1. Охорона праці.....	83
5.1.1. Вступ.....	83
5.1.2. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельних двигунів.....	83
5.1.3. Розрахунок рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення тепловозу.....	85
5.1.4. Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.....	87
5.2. Охорона навколишнього середовища.....	90
5.2.1. Вступ.....	90
5.2.2. Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизельних двигунів.....	91
5.2.3. Основні способи зниження токсичності і димності вихлопних газів.....	93
5.3. Висновок до розділу.....	95
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ.....	96
ЛІТЕРАТУРА.....	98

ВСТУП

Кваліфікаційна робота, яка виконується за завданням кафедр ДВЗ, У та ТЕ, присвячена проектуванню та вдосконаленню системи повітропостачання для тепловозного двигуна типу 12ЧН 26/26. Зазначений тип двигуна набув широкого поширення як джерело енергії у різних галузях: його застосовують у тепловозобудуванні, морських силових установках (як головні двигуни та дизель-генератори), а також у стаціонарних енергетичних комплексах. Проте переважна більшість двигунів 12ЧН 26/26 використовується саме на залізниці, де цей двигун упродовж тривалого часу залишається основним силовим агрегатом вітчизняних магістральних тепловозів потужністю 2200 кВт.

Сьогодні спостерігається тенденція до посилення вимог щодо екологічності та економічності двигунів внутрішнього згоряння, зумовлена прагненням наблизити вітчизняні розробки до аналогів провідних світових виробників, зокрема EMO, United Group Rail, Diesel Locomotive Works, American Locomotive Company (ALCO), Bombardier та інших. Одним із ключових напрямів у підвищенні енергоефективності та екологічності сучасних дизельних двигунів є зниження температури повітря, що подається до циліндрів під наддувом. Для цього можуть бути реалізовані декілька технічних рішень: упровадження більш ефективної схеми охолодження наддувного повітря, використання теплообмінних або холодильних машин, а також збільшення кількості радіаторних секцій. Саме останній варіант розглядається в межах кваліфікаційної роботи як найбільш прийнятний з огляду на існуючі конструктивні обмеження та розміри тепловоза.

З метою збереження габаритів тепловоза 2ТЕ116 без змін пропонується замінити 16-циліндровий двигун на аналогічний 12-циліндровий, що дозволить вивільнити місце для додаткових радіаторних секцій. Водночас, аби зберегти рівень потужності (2200 кВт), заплановано змінити традиційну систему повітропостачання. Замість штатного турбокомпресора 6ТК (ТК-38) доцільно встановити два радіальні турбокомпресори, кожен із яких працювати-

					КРМ.142.6221м.19.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ме паралельно. Така конфігурація сприятиме більш ефективному наддуву при незмінній частоті обертання колінчастого валу.

Поряд із модернізацією турбокомпресорної частини виникає потреба у конструкторській проробці газового трубопроводу та розробленні сучасної системи подавання повітря. Ця система повинна розширювати робочі режими двигуна 12ЧН 26/26 завдяки автоматичному керуванню затвором, який перепускає частину стисненого в компресорі повітря безпосередньо на вхід турбіни. Крім того, передбачається автоматичне позиціонування затвора, що виводить частину відпрацьованих газів в обхід турбіни за певними алгоритмами керування. Такий підхід дасть змогу досягти кращої керованості робочими процесами в двигуні, забезпечити оптимальні умови згоряння палива та поліпшити показники екологічності й економічності.

Таким чином, у межах кваліфікаційної роботи буде розв'язано комплексне завдання: від аналізу та вибору раціональної схеми охолодження наддувного повітря й технічного обґрунтування переходу на 12-циліндровий двигун до детального проектування газотурбінного тракту та розроблення алгоритмів для автоматизованої системи керування потоками повітря і відпрацьованих газів. Результати роботи повинні стати основою для перспективного вдосконалення двигунів типу 12ЧН 26/26, що застосовуються на магістральних тепловозах, і сприяти їх конкурентоспроможності на світовому ринку залізничного транспорту.

					КРМ.142.6221м.19.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу 12ЧН 26/26 на магістральному тепловозі

1.1. Загальна характеристика тепловоза 2ТЕ116

Тепловоз серії 2ТЕ116 є одним із найпоширеніших вітчизняних магістральних двосекційних тепловозів із електричною передачею, призначених головним чином для водіння важких вантажних поїздів на залізницях колії 1520 мм. Його випуск розпочався у 1970-х роках на Луганському тепловозобудівному заводі (Луганськтепловоз) з метою оновлення парку тягового рухомого складу та забезпечення зростаючих перевезень у складних експлуатаційних умовах. Двосекційне виконання тепловоза передбачає наявність двох однакових секцій, кожна з яких має власний дизель-генераторний агрегат і кабіну управління. Це підвищує загальну потужність локомотива та дає можливість відчепляти одну секцію, якщо не потрібна максимальна тяга. Колісна формула кожної секції свідчить про шість рушійних осей із закріпленими на них тяговими електродвигунами, що сприяє рівномірному розподілу навантаження та покращує зчеплення із рейками на складних ділянках колії.

У базовому варіанті кожна секція 2ТЕ116 обладнана дизельним двигуном типу 16ЧН 26/26 (16-циліндровим V-подібним) потужністю близько 2200 кВт, що дає змогу розвивати у двосекційному виконанні сумарну потужність до 4400 кВт. Від цього двигуна крутний момент передається через головний генератор на тягові електродвигуни, розміщені на візках, завдяки чому спрощується керування тягою і швидкісними характеристиками локомотива. Двигун оснащений турбокомпресором типу 6ТК (ТК-38) з охолодженням наддувного повітря за допомогою радіаторних блоків, розташованих у верхній частині кузова, і вентиляторів для забезпечення ефективного теплообміну навіть під час значних навантажень або в спекотних кліматичних умовах.

Для однієї секції 2ТЕ116 типовими є такі показники: номінальна потужність дизеля 2200 кВт, номінальна частота обертання колінчастого вала

					КРМ.142.6221м.19.01.ПЗ.	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1000 об/хв, маса однієї секції близько 138 т, а її довжина по осях автозчеплень становить приблизно 17,5 м. Максимальна робоча швидкість досягає 100 км/год, що задовольняє основні потреби у вантажоперевезеннях. Така конструкція тепловоза забезпечує високу силу тяги на рушанні та надійність під час тривалої експлуатації, а наявність двох секцій дозволяє працювати з довгими й важкими вантажними складами.

Проте з огляду на сучасні вимоги до екологічності та економічності двигунів, конструкція 2ТЕ116 потребує оновлень. Основні напрями модернізації передбачають зниження шкідливих викидів, підвищення паливної ефективності та впровадження електронних систем контролю й управління. Перспективним рішенням може бути заміна 16-циліндрового двигуна на 12-циліндровий аналогічної потужності з удосконаленою системою повітропостачання, встановлення двох паралельних турбокомпресорів і розширення радіаторних секцій, що підвищить економічність та екологічність локомотива без зміни його габаритів. Збереження таких конструктивних рішень, як електрична передача та шість рушійних осей на кожну секцію, водночас гарантує високу надійність та довговічність експлуатації. Усе це робить 2ТЕ116 надійним тепловозом із великим потенціалом для подальших модернізацій, здатним і надалі залишатися одним із основних магістральних локомотивів вітчизняної залізниці.

1.2. Вимоги, які пред'являються до дизелів, що працюють на тепловозах

Дизельні двигуни, які встановлюються на тепловозах, мають відповідати широкому спектру вимог, пов'язаних із роботою в умовах підвищених механічних і теплових навантажень, у поєднанні з необхідністю забезпечувати високу потужність, надійність та економічність. Однією з ключових вимог є достатній запас потужності, оскільки тепловози повинні мати спроможність транспортувати важкі вантажні склади та здійснювати маневри на ділянках із великими ухілами. При цьому дизель має бути максимально компактним і містити в собі високу літрову потужність, що дозволяє розташовувати його в обмеженому просторі локомотивного відсіку.

					КРМ.142.6221м.19.01.ПЗ.	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Важливим критерієм також є надійність і довговічність роботи двигуна. У польових умовах експлуатації тепловозу, коли часові інтервали між капітальними ремонтами можуть бути значними, дизель повинен стійко витримувати значні навантаження впродовж усього експлуатаційного періоду. Здатність працювати без відмов при змінних навантаженнях і в широкому діапазоні швидкостей сприяє підвищенню ефективності перевезень, тому питання вибору конструкції двигуна, якості комплектуючих і технології збирання посідають першорядне місце. Оскільки тепловози не завжди мають можливість отримувати швидке сервісне обслуговування, конструктори прагнуть забезпечити мінімальні вимоги до обслуговування та полегшений доступ до вузлів і деталей двигуна.

Ще один важливий аспект – економічність. З огляду на великі обсяги перевезень і протяжні маршрути тепловозів, витрати на пальне суттєво впливають на загальну собівартість транспортних операцій. Отже, паливна ефективність дизеля має бути якомога вищою, що досягається, зокрема, завдяки якісним системам упорскування пального, оптимальним параметрам згоряння, застосуванню турбонаддуву і сучасних засобів керування. Також на перший план виходить екологічність роботи дизельних двигунів, адже зростають міжнародні вимоги до зниження шкідливих викидів і шуму. Щоб відповідати цим нормам, виробники впроваджують системи доочищення відпрацьованих газів, нові конструктивні рішення в галузі камери згоряння та електронні системи управління робочим процесом.

В умовах різноманітних кліматичних зон тепловози мають працювати як у регіонах із надзвичайно низькими температурами, так і в спекотному кліматі. Тому від дизелів вимагається стійкість до коливань зовнішньої температури і тиску, а система охолодження двигуна повинна забезпечувати ефективне відведення теплоти під час високих навантажень. Не менш важливою є вимога до мінімальної вібрації та шуму, оскільки від цього залежить комфорт машиніста та сприятливість умов праці.

					КРМ.142.6221м.19.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

Таким чином, до дизелів, які працюють на тепловозах, пред'являються вимоги щодо достатньої потужності, стійкої надійності та довговічності, економічної витрати пального, мінімального впливу на довкілля і здатності до роботи в різних кліматичних умовах. Саме врахування всіх цих чинників забезпечує ефективне функціонування тепловозних двигунів, підвищуючи загальну продуктивність і конкурентоспроможність залізничних перевезень.

1.3. *Режими роботи дизелів на тепловозах*

Режими роботи тепловозних дизелів характеризуються широким діапазоном навантажень та обертів, зумовлених специфікою експлуатації локомотивів. На відміну від стаціонарних чи автомобільних двигунів, тепловозні дизелі працюють за певною шкалою потужності (так звані «позиції контролера машиніста»), що дає змогу послідовно змінювати оберти колінчастого вала й регулювати подавання пального залежно від потреб у тязі. Така багатоступенева система дає змогу швидко адаптувати режим двигуна до умов руху: рушання з місця, прискорення на перегонах, підтримання постійної швидкості, подолання підйомів та інших експлуатаційних завдань.

Під час роботи на холостому ході (низьких обертах) дизель забезпечує мінімальну витрату пального, однак навіть у цьому режимі має стабільно функціонувати, живлячи допоміжні системи тепловоза (компресори, генератори тощо). При збільшенні навантаження та переході на вищі оберти поступово зростають тиск наддуву, швидкість упорскування пального й температура газів у циліндрах. На кожній сходинці чи позиції машиніст отримує фіксовану потужність, достатню для руху із заданою силою тяги або швидкістю. У максимальному режимі двигун працює на повну потужність, коли локомотиву доводиться буксирувати важкі вантажні состави чи долати круті ухили, а відпрацьовані гази досягають найвищої температури та найвищого тиску.

Окрім основних «тягових» режимів, у конструкції тепловозного дизеля передбачена можливість короткочасної роботи в режимах перевантаження, коли двигун розвиває потужність, вищу від номінальної. Це може бути необхідно для виведення поїзда з екстремальних ситуацій або для підвищення

					<i>KPM.142.6221м.19.01.ПЗ.</i>	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

прискорення на обмежену кількість часу. Водночас двигун потребує надійного охолодження, а також ретельного контролю температури та тиску мастила, оскільки перевантаження зумовлює зростання теплових і механічних навантажень на деталі циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму.

Залежно від конструкції тепловоза, робота дизеля може також координуватися із системами рекуперативного гальмування чи динамічного гальма, коли обертові тягові двигуни частково виконують роль генераторів, перетворюючи кінетичну енергію поїзда на електричну та розсіюючи її у вигляді тепла через спеціальні опори або інші технічні засоби. У такому разі швидкість двигуна й тиск наддуву знижуються, а основне навантаження припадає на тягові електродвигуни в режимі гальмування.

Важливою умовою залишається збереження рівномірної роботи двигуна за будь-якого режиму з мінімально можливими вібраціями й коливаннями тиску у паливній магістралі. Досягається це якісною паливною апаратурою, сучасними системами керування та належною організацією процесу згоряння палива. Здатність адаптуватися до різних навантажень і швидкостей при збереженні стабільних показників економічності й екологічності є одним із визначальних факторів надійної та ефективної роботи дизеля на тепловозі..

1.4. Обґрунтування доцільності проведення модернізації

Обґрунтування доцільності проведення модернізації тепловозних дизелів, зокрема двигунів типу 12ЧН 26/26, ґрунтується на необхідності підвищення показників екологічності, економічності та надійності рухомого складу. З одного боку, ці вимоги диктуються жорсткістю міжнародних екологічних норм, які регламентують викиди шкідливих речовин. З іншого, підвищення конкурентоспроможності залізничного транспорту передбачає мінімізацію експлуатаційних витрат, а отже — зниження питомої витрати пального, скорочення експлуатаційних і ремонтних витрат та оптимізацію ресурсів обслуговування.

У випадку з магістральними тепловозами 2TE116, що обладнані двигунами 16ЧН 26/26, модернізація викликана необхідністю оновлення застарілих конструктивних рішень. Традиційні схеми наддуву, системи охолодження та паливоподачі не завжди забезпечують належну ефективність у сучасних умовах підвищених вимог до екологічної безпеки та економії пального. Запровадження нових технологій, таких як покращені системи наддуву із застосуванням двох турбокомпресорів, збільшення кількості радіаторних секцій та автоматизоване керування потоками повітря й відпрацьованих газів, дає змогу істотно розширити робочі режими двигуна, підвищити його потужність та зменшити викиди забруднюючих речовин.

Ще одним чинником доцільності модернізації є можливість використання двигунів із меншою кількістю циліндрів при збереженні потрібного рівня потужності. Заміна 16-циліндрового двигуна на 12-циліндровий аналог дає змогу зменшити масу та габарити двигуна, а вивільнений простір використати для розміщення додаткових елементів системи охолодження чи інших допоміжних систем. Усе це сприяє поліпшенню умов роботи дизеля в тепловозному відсіку, знижує теплові навантаження та сприяє тривалішій безвідмовній експлуатації.

Таким чином, комплексна модернізація двигунів магістральних тепловозів переслідує низку важливих цілей: зменшення шкідливих викидів і шуму, підвищення паливної економічності, вдосконалення робочих характеристик (зокрема, покращення динаміки та зниження температури наддувного повітря), спрощення технічного обслуговування та збільшення ресурсу основних агрегатів. Виконання модернізаційних заходів дасть змогу підвищити загальну надійність експлуатації тепловозів, продовжити їхній термін служби та забезпечити більшу ефективність використання залізничного транспорту в сучасних ринкових умовах.

1.5. Опис машинного відділення тепловоза 2TE116

Машинне відділення тепловоза 2TE116 слугує місцем встановлення основних вузлів і агрегатів, що забезпечують роботу локомотива. У кожній із

					КРМ.142.6221м.19.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

двох секцій тепловоза воно розташоване між кабіною машиніста та задньою частиною кузова. Головним елементом машинного відділення є дизель-генераторна установка, яка складається з двигуна типу 16ЧН 26/26 (або модернізованого 12ЧН 26/26) та генератора. Ця установка перетворює хімічну енергію пального на механічну, а відтак – на електричну енергію, котра живить тягові електродвигуни.

Дизель розміщений на рамі й сполучений із генератором кріпильними елементами, що забезпечують чітку співвісність обертання і мінімізують вібраційні навантаження. Навколо двигуна розташовані допоміжні системи: система охолодження з радіаторами та вентиляторами у даху кузова, система повітропостачання з турбокомпресором (або двома турбокомпресорами у разі модернізації), паливна й мастильна системи, а також система випуску відпрацьованих газів. Особливу увагу приділено розташуванню вузлів так, щоб забезпечити безперешкодний доступ до найважливіших агрегатів під час проведення регламентних робіт і ремонту. При цьому передбачено проходи та знімні панелі, завдяки яким можна оперативно проводити технічний огляд і заміну зношених деталей.

Кузов у зоні машинного відділення розрахований на значні механічні й теплові навантаження, тож його каркас має посилену конструкцію. Система вентиляції організована так, щоб створювати спрямований повітряний потік від забірних отворів до зони радіаторів і далі через відпускні отвори, виводячи гаряче повітря назовні. Це дає змогу підтримувати оптимальний температурний режим роботи дизель-генератора навіть за високих навантажень чи екстремальних кліматичних умов. Усе устаткування в машинному відділенні додатково захищене від надмірних вібрацій демпфувальними елементами й гумово-металевими амортизаторами. Таким чином, конструкція машинного відділення тепловоза 2ТЕ116 забезпечує надійну роботу силової установки, зручність технічного обслуговування та ефективну вентиляцію в широкому діапазоні експлуатаційних режимів.

1.6. Висновок до розділу

Висновком з проведеного аналізу можна визначити, що тепловоз 2ТЕ116, будучи одним із найпоширеніших вітчизняних магістральних локомотивів, має технічну конструкцію та режими роботи дизеля, розраховані на значні експлуатаційні навантаження. При цьому традиційна система повітропостачання, паливоподачі та охолодження двигуна, а також компоновка машинного відділення у своїй первинній конфігурації вже не повною мірою відповідають сучасним вимогам. У контексті глобальних тенденцій зниження шкідливих викидів, підвищення паливної ефективності та вдосконалення технічної надійності усе більшої актуальності набуває необхідність модернізації дизелів, особливо з урахуванням розвитку нових конструктивних і технологічних рішень.

Оцінка технічних характеристик 2ТЕ116 демонструє, що цей локомотив має достатній потенціал для модернізації в напрямку зниження витрати пального, покращення екологічних показників і підвищення надійності експлуатації. Заміна 16-циліндрового двигуна на 12-циліндровий із розширеною системою повітропостачання, застосування двох паралельних турбокомпресорів, збільшення радіаторних секцій і впровадження автоматизованих засобів керування відпрацьованими газами та наддувним повітрям дають змогу зберегти високу потужність локомотива, забезпечивши водночас компактність і належний температурний режим у машинному відділенні. Усе це підкреслює доцільність проведення модернізації як одного з ключових шляхів продовження ресурсу експлуатації тепловозів 2ТЕ116 і підвищення їх конкурентоспроможності у сучасних умовах залізничних перевезень.

					КРМ.142.6221м.19.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 26/26

2.1. Порівняння двигунів-прототипів

Порівняльний аналіз модифікацій дизеля Д49 із зарубіжними тепловозними двигунами аналогічної швидкохідності та ступеня форсування (табл. 2.1.) свідчить, що за рівнем економічності, витрат металу й габаритами дизелі типу Д49 не поступаються кращим світовим зразкам.

Таблиця 2.1. Характеристики двигунів

Марка, компанія, розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Питома маса двигуна, кг/кВт	Габаритні розміри двигуна, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН 26/26	4410	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН 26/26	2940	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН 26/26	3500	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49, 12ЧН 26/26	2210	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49, 8ЧН 26/26	880	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
General Motors G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
General Electric FDL, 16ЧН 22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
English Electric РКСТ, 16ЧН 25,4/30,5	2580	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН 24/28	1765	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Pielstick 18РА6, 18ЧН 28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Sulzer 16LVA, 16ЧН 24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	-	5,34	1,8	3,10
Cooper - Bessemer FVDL16T, 16ЧН 22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Alko 16.251С, 16ЧН 22,8/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Порівняльний аналіз показників дизелів типу Д49 з вітчизняними тепловозними двигунами свідчить про перевагу перших за витратами мастила й металоємністю та підтверджує економічну доцільність і ефективність їх застосування на залізничному транспорті.

2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Головною метою розрахунку робочого циклу є визначення ключових параметрів і характеристик робочого процесу, що відображають ефективність і економічність роботи дизеля. Зазвичай такі розрахунки здійснюють для номінального режиму, тоді як для перемінних режимів використовується аналогічна схема, проте з урахуванням специфіки вихідних даних.

Розрахунковий цикл двигуна внутрішнього згоряння складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. У цій роботі розрахунок робочого циклу модернізованого двигуна 12ЧН 26/26 проводиться на комп'ютері за методикою, що базується на методі теплового розрахунку, розробленому В. І. Гринівцем.

2.3. Обґрунтування та вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температуру навколишнього повітря T_0 приймаємо рівною 313 К, що відповідає максимальному значенню, характерному для нашого регіону.

Тиск навколишнього повітря p_0 у всіх випадках рекомендується приймати рівним 0,103 МПа, що відповідає стандартним атмосферним умовам [6].

Ступінь стиску ε визначають із урахуванням розмірів циліндра та способу сумішоутворення. Для нерозділеної камери згоряння в двигунах із самозапалюванням рекомендоване значення ε становить 12...16 [6]. У цій роботі прийнято $\varepsilon = 15$.

Значення коефіцієнта надлишку повітря α обирають із урахуванням розмірів циліндра та способу сумішоутворення. Для нерозділеної камери зго-

ряння, діаметра циліндра $D_{\text{ц}} > 200$ мм і ступеня стиску $\varepsilon = 15$, α зазвичай перебуває в межах 1,6...2,4 [6]. У розрахунках прийнято $\alpha = 2,1$.

Величина коефіцієнта залишкових газів γ_r визначається типом двигуна, особливостями повітропостачання та газообміну. У даному випадку прийнято $\gamma_r = 0,04$ [6].

Коефіцієнти використання теплоти в точках z (ξ_z) та b (ξ_b) мають досить широкий діапазон значень і залежать від рівня досконалості двигуна. Оптимальний спосіб їх визначення полягає в аналізі теплового балансу аналогічних двигунів. Для ВОД нових моделей ξ_z зазвичай становить 0,74...0,91, а $\xi_b = 0,85...0,97$ [6]. У цьому розрахунку прийнято $\xi_z = 0,9$ і $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ для високо форсованих двигунів зазвичай лежить у межах 1,2...1,5 [6]. У цьому разі прийнято $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндра (ΔT_a) становить 5...15 К для двигунів із наддувом і 10...20 К для двигунів без наддуву [6]. У цьому розрахунку прийнято $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ визначають на основі експериментальних даних, враховуючи тип двигуна та особливості системи газообміну. Для чотиритактних двигунів його значення зазвичай перебуває в межах 0,92...0,97 [6]. У цьому розрахунку прийнято $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m для ВОД із діаметром циліндра $D_{\text{ц}} < 300$ мм і $\rho_k > 0,2$ зазвичай перебуває в діапазоні 0,84...0,88 [6]. У цих розрахунках прийнято $\eta_m = 0,86$.

Зниження тиску в повітроохолоджувачі ($\Delta P_{\text{ох}}$) пояснюється додатковим опором на шляху руху повітря, що призводить до падіння тиску. У числовому вираженні воно становить 0,004 МПа [6].

Температуру залишкових газів T_r для двигунів такого типу зазвичай приймають у межах 600...900 К. У цьому розрахунку обрано $T_r = 780$ К [6].

Для розрахунків прийнято паливо середнього складу [6], у якому на 1 кг припадає: 0,87 кг вуглецю (С); 0,126 кг водню (Н); 0 кг сірки (S); 0,004 кг кисню (О).

Коефіцієнт тактності Z показує, скільки робочих ходів поршня припадає на один оберт колінчатого вале. Для чотиритактних двигунів значення цього коефіцієнта становить 0,5 [6].

Нижчу теплоту згоряння палива (Q_H) у розрахунках прийнято на рівні 42664,4 кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі (P_K) для даного типу компресора приймаємо рівним 3,6.

Частка ходу поршня, яка втрачається на продувку (ϕ_P), для чотиритактних двигунів дорівнює нулю [6].

2.4. Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та створення теоретичної індикаторної діаграми виконуються за допомогою комп'ютерних програм, розроблених на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Результати розрахунків наведено далі. Дані, що використовуються для побудови теоретичної індикаторної діаграми, розраховано та представлені у таблиці 2.2, а сама індикаторна діаграма зображена на рисунку 2.1.

Розрахунок робочого циклу

- | | |
|--|--|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 2940$ |
| 1.2. Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 1000$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.103$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 313$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $P_k = 3.6$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.04$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.9$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.94$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\varepsilon = 15$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.35$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 15$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.86$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.75$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ох.} = 0.004$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.96$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 780$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $\underset{\sim}{C} = 0.87$
$\underset{\sim}{H} = 0.126$
$\underset{\sim}{S} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 12$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.26$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.26$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.1$

1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.371$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 497.652$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 320.386$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 352.487$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.367$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.356$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.908$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.00252 \quad a_{vc} = 19.282$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 14.18$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 936.537$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.039$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0304$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0293$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.957$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

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

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

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.83053$$

$$b_z = 0.00302$$

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

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

$$a_{vb} = 19.8542$$

$$b_b = 0.00304$$

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



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

звідки: $T_z = 1904.042$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 19.143$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.548$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.689$$

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

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



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

$$n_2 = 1.274$$

$$T_b = 1022.431$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.061$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.579$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.476$$

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

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

$$b_i = 0.175$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.482$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.129$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.415$$

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

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

$$b_e = 0.2034$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 2941.413$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.048 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 5.202$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 5.368$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.352$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 806.695$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.071$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.371$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.373$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.608$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.224 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.5. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,274
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,18
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,143
Ступінь попереднього розширення ρ	1,548
Ступінь стиснення ϵ	15,0

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,14	
1,00	14,18	19,14
1,55	7,82	19,14
2,22	4,79	12,09
2,89	3,34	8,63
3,57	2,51	6,61
4,24	1,99	5,31
4,91	1,63	4,40
5,58	1,36	3,73
6,26	1,17	3,23
6,93	1,02	2,84
7,60	0,90	2,52
8,27	0,80	2,26
8,95	0,72	2,05
9,62	0,65	1,87
10,29	0,59	1,71
10,96	0,54	1,58
11,64	0,50	1,47
12,31	0,47	1,36
12,98	0,43	1,27
13,65	0,40	1,20
14,33	0,38	1,12
15,00	0,36	1,06
15,00		0,36

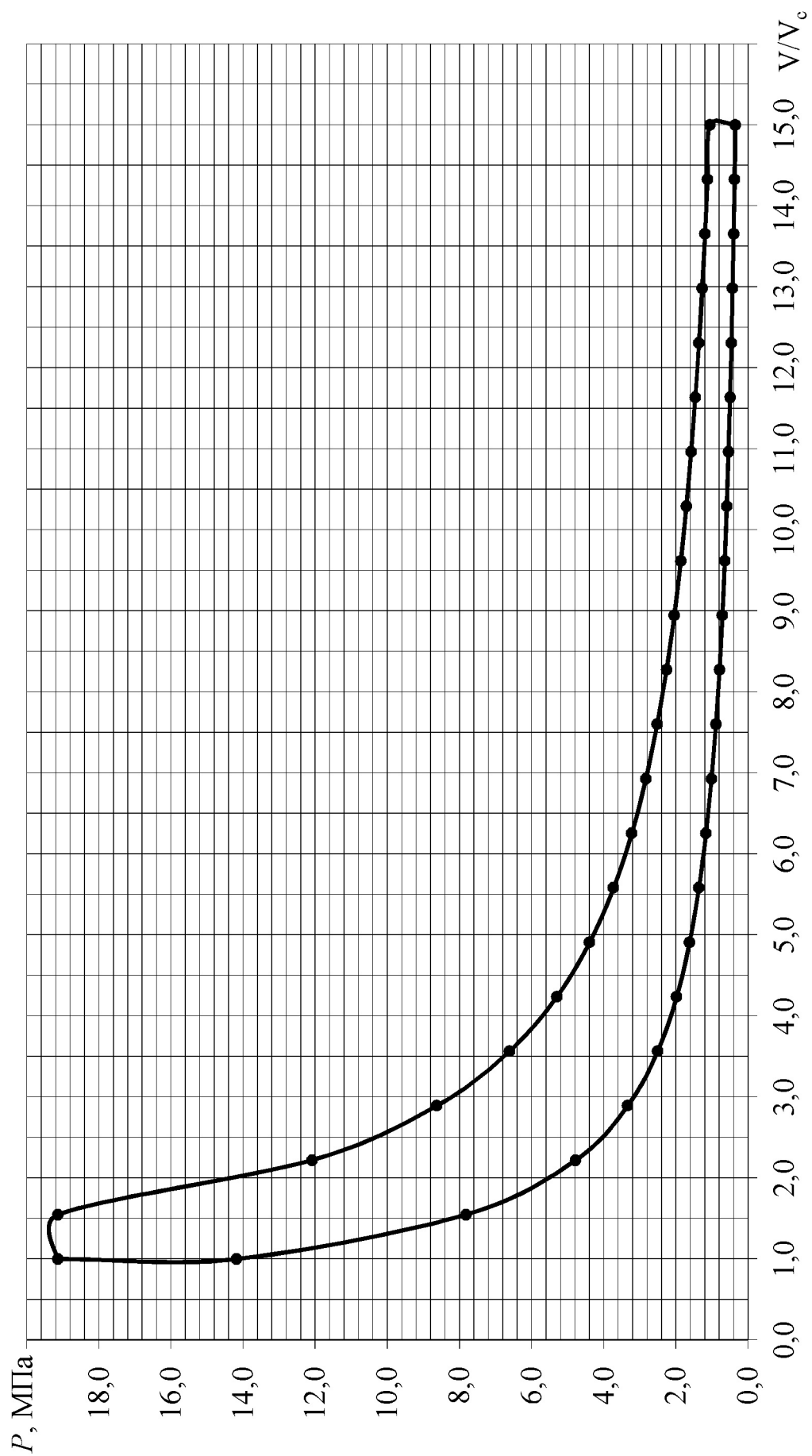


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 26/26

2.6. Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ

При аналізі динамічних явищ у двигунах внутрішнього згоряння перш за все враховують сили, що виникають через тиск газів (P_T) та інерційні сили (P_i). Запишемо, що сумарна сила, яка діє на поршень, дорівнює:

$$P = P_{\Gamma} + P_{\text{j}}$$

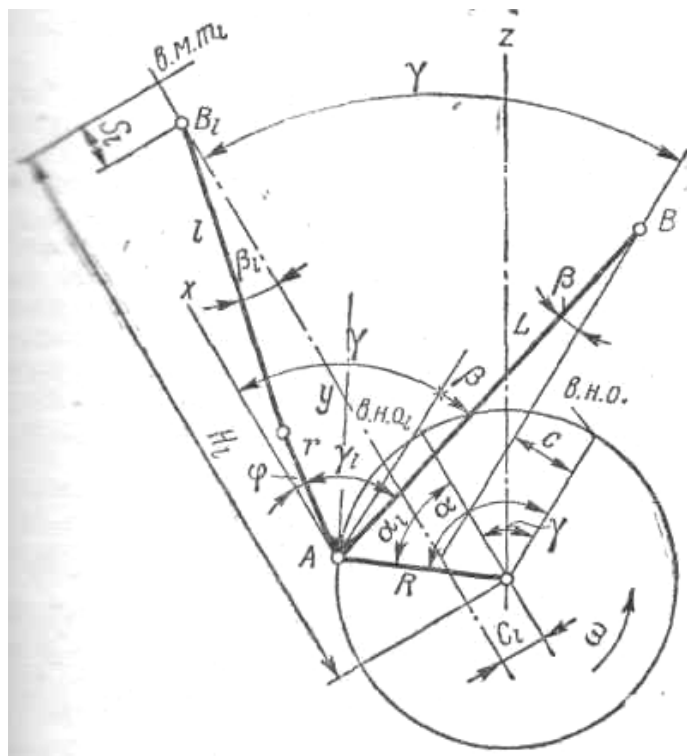


Рис. 2.2. Схема сил, які діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що загальна сила P , яка діє вниз на поршень і має лінію дії, що співпадає з віссю циліндра, може бути розкладена на дві компоненти:

- складову S , спрямовану уздовж осі шатуна,
- складову N , що діє перпендикулярно до осі циліндра.

Бічна компонента N забезпечує притискання поршня до тієї чи іншої стінки циліндра.

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

Сила S , що діє уздовж шатуна, може спричиняти його розтягнення або стискання, при цьому ця сила передається на шатунну шийку кривошипа.

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

При перенесенні сили S за її лінією дії до точки прикладання на кривошипі повторно проведемо її розкладання на дві складові. Одну складову T спрямовуємо перпендикулярно до радіуса кривошипа (тангенціальну), а другу – R вздовж радіуса.

Отже, тангенціальна складова T визначається як:

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

відповідно нормальна:

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

Сила T утворює крутний момент двигуна, що через колінчатий вал передається споживачу

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент, який виникає через нерівномірне розподілення сил, що діють на кривошип. Цей момент створює додаткове навантаження на конструкцію опор, і тому при проектуванні їх слід враховувати, щоб забезпечити достатню міцність і стабільність кріплення двигуна.

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент за величиною рівний крутному моменту, але має протилежний знак. Це означає, що якщо крутний момент створює обертальний рух у певному напрямі, то перекидаючий момент, який діє на опори двигуна, спрямований у протилежну сторону:

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

Відповідно до закону взаємодії сил, коли на опори двигуна діє перекидаючий момент, у них виникає реактивний момент, який за величиною рівний діючому, але має протилежний за напрямом знак. Це означає, що реактивний момент компенсує дію перекидаючого моменту, забезпечуючи рівновагу сил і стабільність конструкції опор двигуна.

За прийнятою умовою, сили та моменти, що спричиняють обертання за годинниковою стрілкою, вважаються позитивними, а ті, що діють у протилежному напрямку, – негативними.

Щоб отримати кількісні значення сил, що діють у кривошипно-шатуночному механізмі, застосовують індикаторну діаграму для визначення сили тиску газів у будь-якому положенні кривошипа, а також використовують аналітичні залежності для розрахунку сил інерції. Силу інерції, яка впливає на поршень, обчислюють на основі другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначають із рівняння:

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

Масу m_n визначають як суму мас усіх компонентів, що разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. До них відносять сам поршень, кільця, поршневий палець і деталі, які запобігають осьовим переміщенням поршневого пальця. Маса цих елементів зосереджена в області осі поршневого пальця.

Шатун виконує складний плоско-рівнобіжний рух, тому для спрощення аналізу його деталей групу заміщують системою динамічно еквівалентних мас. Зазвичай число цих заміщуваних мас приймають рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця та шатунної шийки, вважають, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згоряння показує, що частка маси, прив'язана до осі поршневого пальця, становить 0,25...0,33 від загальної маси деталей групи шатуна, тоді як решта, тобто 0,75...0,67, рухається обертально разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом із поршнем, визначається за формулою:

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

де m_n – маса деталей поршневої групи і частина маси деталей шатунної групи, що розташована в зоні осі поршневого пальця.

Мета цього розділу полягає у визначенні величин сил, що діють у кривошипно-шатуночному механізмі, а також у побудові графіків, які демонструють зміну цих сил залежно від кута повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,210.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n42,8 кг.

Кут заклинки колінчастого валу $360/i$60°.

Динамічний розрахунок виконано на комп'ютері, результати якого представлені у таблиці 2.3. На підставі даних з цієї таблиці побудовано діаграми для величин P_r , P_j , P_{dv} , N , Z і T (див. рис. 2.3 та 2.4).

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,367	-1,389	-1,023	0,000	-1,023	0,000
15	0,367	-1,318	-0,951	-0,052	-0,906	-0,296
30	0,367	-1,115	-0,748	-0,079	-0,609	-0,443
45	0,367	-0,812	-0,445	-0,067	-0,268	-0,362
60	0,367	-0,454	-0,087	-0,016	-0,030	-0,083
75	0,367	-0,088	0,279	0,058	0,016	0,284
90	0,367	0,241	0,608	0,131	-0,131	0,608
105	0,367	0,506	0,873	0,181	-0,401	0,797
120	0,367	0,695	1,062	0,196	-0,701	0,822
135	0,367	0,812	1,179	0,177	-0,959	0,709
150	0,367	0,874	1,241	0,131	-1,140	0,507
165	0,367	0,901	1,268	0,069	-1,242	0,261
180	0,367	0,907	1,274	0,000	-1,274	0,000
195	0,352	0,901	1,253	-0,068	-1,228	-0,258
210	0,371	0,874	1,245	-0,132	-1,144	-0,509
225	0,406	0,812	1,219	-0,183	-0,991	-0,733
240	0,466	0,695	1,161	-0,215	-0,767	-0,898
255	0,562	0,506	1,069	-0,221	-0,490	-0,975
270	0,722	0,241	0,963	-0,207	-0,207	-0,963
285	1	-0,088	0,912	-0,189	0,054	-0,930
300	1,522	-0,454	1,068	-0,198	0,363	-1,024
315	2,590	-0,812	1,778	-0,267	1,068	-1,446
330	4,956	-1,115	3,841	-0,406	3,124	-2,272
345	9,778	-1,318	8,460	-0,461	8,052	-2,634
360	13,795	-1,390	12,406	0	12,406	0
375	19,143	-1,318	17,825	0,970	16,966	5,551
390	12,812	-1,115	11,697	1,235	9,512	6,918
405	6,979	-0,812	6,167	0,926	3,706	5,015
420	4,242	-0,454	3,789	0,701	1,288	3,632
435	2,865	-0,088	2,777	0,575	0,163	2,831

450	2,111	0,241	2,353	0,505	-0,505	2,353
465	1,670	0,506	2,177	0,451	-0,999	1,986
480	1,401	0,695	2,096	0,388	-1,384	1,622
495	1,233	0,812	2,046	0,307	-1,664	1,230
510	1,132	0,874	2,007	0,212	-1,844	0,820
525	1,077	0,901	1,978	0,108	-1,939	0,408
540	1,060	0,907	1,968	0	-1,968	0
555	0,352	0,901	1,253	-0,068	-1,228	-0,258
570	0,352	0,874	1,226	-0,130	-1,127	-0,501
585	0,352	0,812	1,164	-0,175	-0,947	-0,700
600	0,352	0,695	1,047	-0,194	-0,691	-0,810
615	0,352	0,506	0,858	-0,178	-0,394	-0,783
630	0,352	0,241	0,593	-0,127	-0,127	-0,593
645	0,352	-0,088	0,264	-0,055	0,016	-0,269
660	0,352	-0,454	-0,102	0,019	-0,035	0,098
675	0,352	-0,812	-0,460	0,069	-0,277	0,374
690	0,352	-1,115	-0,763	0,081	-0,621	0,452
705	0,352	-1,318	-0,966	0,053	-0,920	0,301
720	0,352	-1,390	-1,038	0	-1,038	0

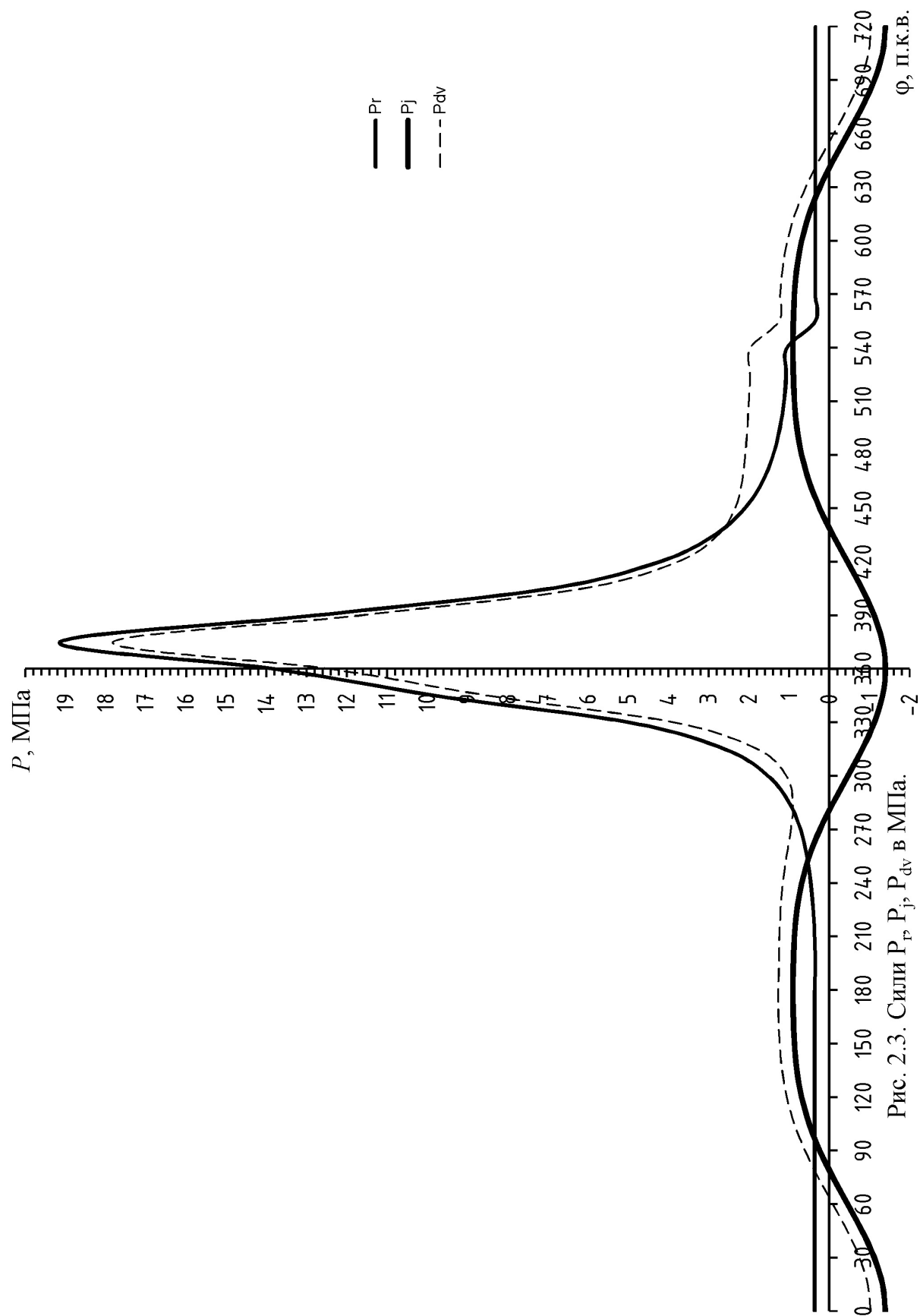


Рис. 2.3. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.19.02.ПЗ.

Лист

34

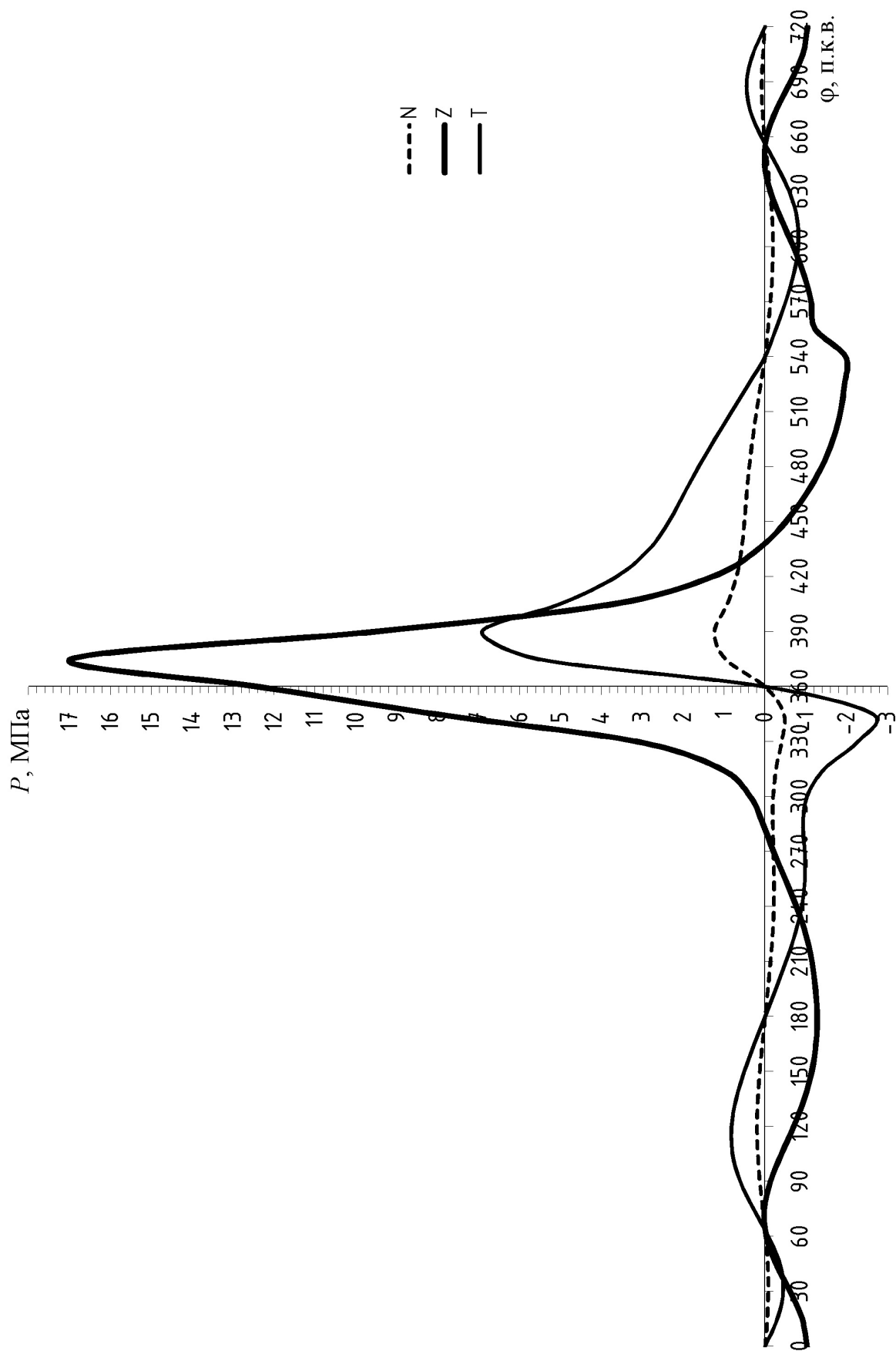


Рис. 2.4. Сили N, Z, T в МПа

2.7. Висновок до розділу

Покращені індикаторні показники двигуна після модернізації системи повітропостачання дозволили наблизити двигун 12ЧН 26/26 до кращих світових аналогів, забезпечивши значення: $P_i = 2,48$ МПа та $b_i = 175$ гр/(кВт·год). Зростання максимального тиску згоряння призвело до відповідного збільшення сил, що діють на елементи остова та КШМ дизеля, тому деталі зазнають більших навантажень порівняно з двигуном-прототипом. Саме тому необхідно провести розрахункову перевірку міцності основних деталей КШМ.

Слід зазначити, що запропонована методика розрахункового циклу не враховує взаємозв'язок між питомою ефективною витратою палива та можливим зниженням температури наддувного повітря в ресивері двигуна, адже між ними існують складні залежності. Тому зміни питомої ефективної витрати палива можна оцінити лише на основі емпіричних даних, які свідчать, що при зниженні температури в ресивері на кожні 10 °С витрата палива зменшується на 2...2,5 гр/(кВт·год). Це означає, що при температурі наддувного повітря в ресивері 60 °С, порівняно з 90 °С (при температурі навколишнього середовища 40 °С), питома ефективна витрата палива становитиме $b_e = 196...197$ гр/(кВт·год) замість 203 гр/(кВт·год), розрахованих за методикою Гриновецького В. І.

Покращені ефективні показники двигуна дозволили досягти вищого механічного ККД – завдяки вдосконаленій системі повітропостачання, механічний ККД підвищено до 0,86 порівняно з 0,84 у прототипу. Окрім того, якщо температура в ресивері знизиться до 60 °С (завдяки виділенню додаткового місця в машинному відділенні для встановлення додаткових радіаторних стійок), то і вміст шкідливих домішок у вихлопних газах, зокрема NO_x, зменшиться приблизно на 30 %.

Такі показники витрати палива та екологічності роблять двигун конкурентоспроможним як на вітчизняному, так і на зарубіжному ринках, відповідаючи при цьому міжнародним стандартам екологічності.

					КРМ.142.6221м.19.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		36

РОЗДІЛ 3

Проект системи повітропостачання двигуна типу 12ЧН 26/26

3.1. Вступ

Підвищення потужності дизельного двигуна типу Д49 є важливим завданням, оскільки воно розширює сферу його застосування: знижується питома ефективна витрата палива, що, у свою чергу, покращує конкурентоспроможність двигуна. Збільшена потужність дозволить використовувати цей двигун замість 16-циліндрового агрегату з аналогічною потужністю. До того ж, компактніші габарити двигуна сприятимуть ефективнішому використанню простору машинного відділення тепловоза. Наприклад, звільнений простір можна буде направити на розміщення додаткових радіаторних стійок, що забезпечить краще охолодження наддувного повітря і, як наслідок, покращить економічні та екологічні характеристики модернізованого двигуна.

Збільшення потужності може бути досягнуто шляхом збільшення робочого об'єму циліндрів, що, проте, приведе до збільшення розмірів двигуна. Інший варіант – підвищення числа обертів колінчатого валу, що спричинить зростання інерційних сил, що негативно позначиться на ресурсі як самого двигуна, так і генератора. Тому, щоб зберегти існуючу конструкцію двигуна, основне завдання кваліфікаційної роботи – розробка нової системи повітропостачання – вирішуватиметься за рахунок застосування двох компресорів ТКР23 зміненої конструкції. Це дозволить підвищити тиск наддуву і збільшити потужність прототипу дизеля майже на 30 %.

3.2. Розробка схеми системи повітропостачання та газовідводу

Щоб система повітропостачання, що складається з двох паралельно працюючих турбокомпресорів, могла функціонувати у всіх режимах роботи тепловозного двигуна, потрібно забезпечити можливість відключення одного з компресорів при певних режимах. Для суднових двигунів така реалізація

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

систем газовідводу та повітропостачання відома як реєстровий наддув, а газовий трубопровід набуває особливої конфігурації (див. рис. 3.1).

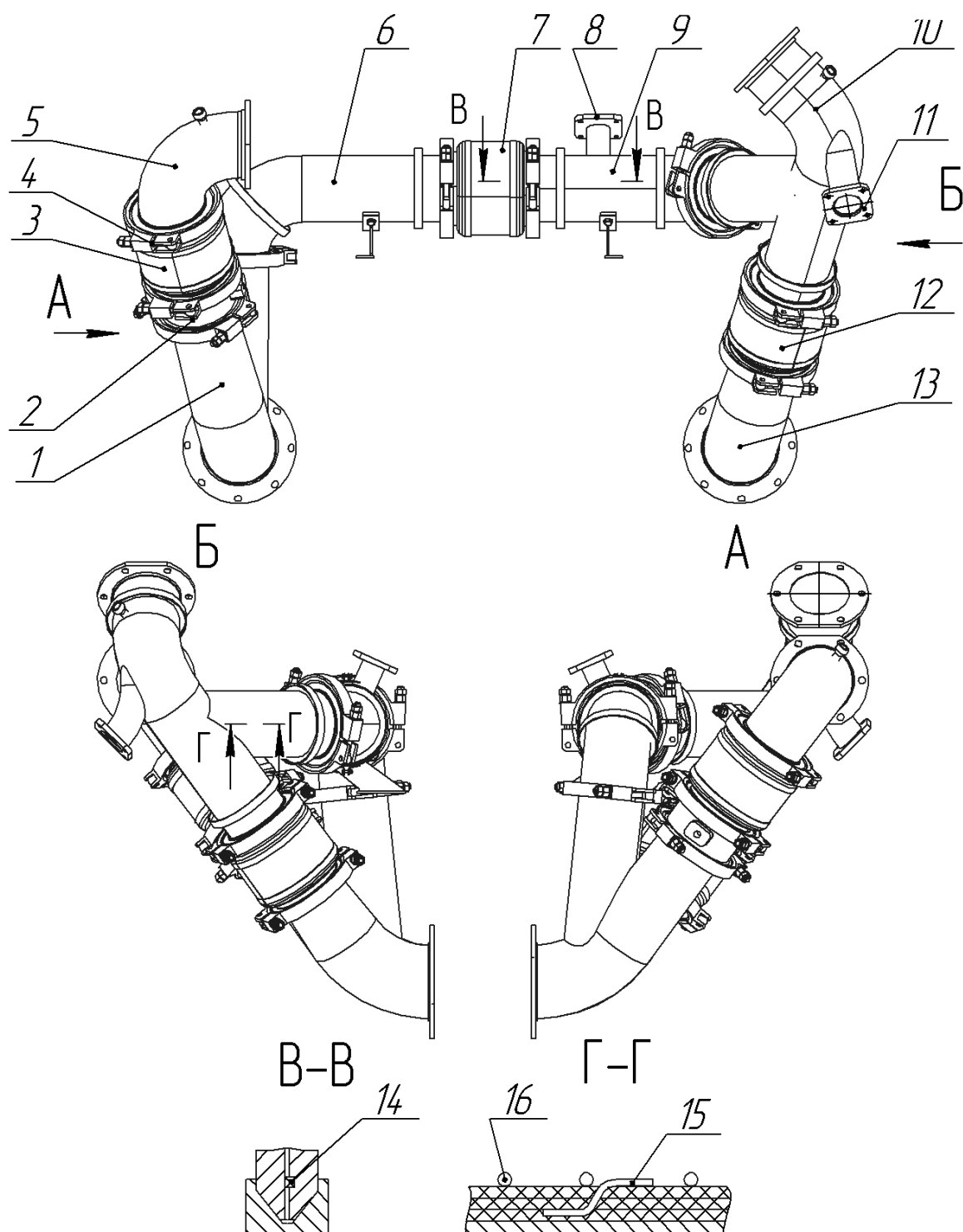


Рис. 3.1. Трубопровід газовий: 1, 5, 6, 9, 8, 10, 11, 13 – патрубки; 2 – заслінка газова; 3, 7, 12 – компенсатор; 4 – хомут; 14 – прокладка спіральньо-навіта; 15 – крючок; 16 – проволока

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.

Ця схема газового трубопроводу забезпечує можливість відключення одного з турбокомпресорів при часткових навантаженнях дизельного двигуна.

Газовий трубопровід неохолоджуваного типу складається з таких елементів: патрубків 1, 5, 10, 13; компенсаторів 3 та 12; а також обвідного трубопроводу, що включає патрубки 6 і 9 та компенсатор 7. У правій частині встановлено газову заслінку 2, яка блокує подачу газу до турбокомпресора правого ряду, через що відпрацьовані гази з обох колекторів надходять до турбокомпресора лівого ряду. З'єднання елементів здійснюється за допомогою хомутів 4 з конічною робочою поверхнею, а ущільнення стиків виконують спіральні навитими прокладками 14. Компенсатори 3, 7 і 12 типу сильфону поглинають теплові розширення деталей газового трубопроводу. Патрубки 8 і 11 призначені для роботи в складі системи управління турбонагнітачем. Щоб знизити теплові втрати і температуру зовнішніх поверхонь, деталі трубопроводу покриті ізоляцією з термостійкої тканини, яка кріпиться за допомогою гачків 15 та дроту 16, а зовнішній шар ізоляції додатково захищений кожухами (умовно не зображеними).

Газова заслінка (див. рис. 3.2) використовується для відключення одного з турбокомпресорів. Це досягається шляхом припинення подачі газу до відповідного компресора при певних режимах роботи дизеля, що спричиняє злиття потоків газів рядів А і В та їх подачу до відключеного турбокомпресора.

Газова заслінка складається з охолодженого корпусу 13 (порожнина А), поворотної осі 12, на якій закріплено заслінку 8 з жаростійкої сталі, а також із встановленою на цій осі шестернею 3.

Поворотну заслінку центрують щодо корпусу за допомогою спеціальних натискних болтів 4 і 10, через які кульки 9, поглиблені в торцях осі 12 та болтів 4 і 10, забезпечують точне centruвання. Після встановлення правильного положення заслінки, її фіксують контргайками 11. Натискний болт 4 встановлено в пружну пластинку 6, яка компенсує теплове розширення між

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

корпусом і віссю. Перехід заслінки з положення «відкрито» до «закрито» і навпаки здійснюється серво-мотором 1 через шестерню 3.

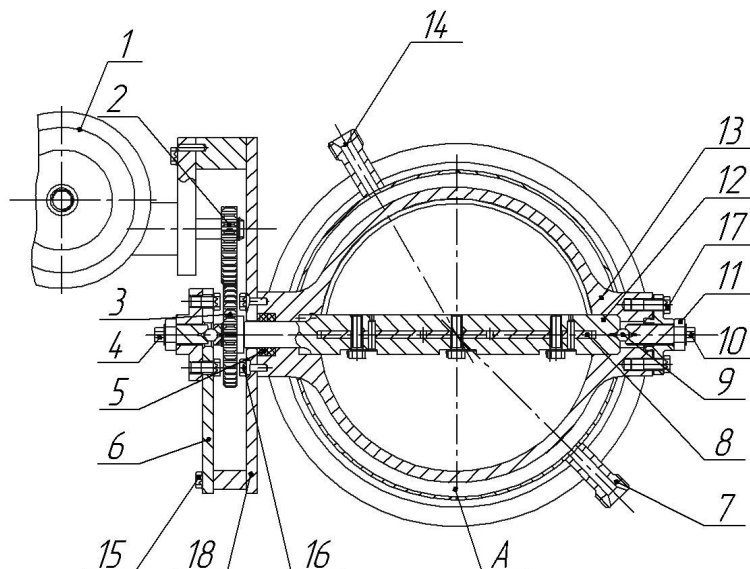


Рис. 3.2. Заслінка газова (повітряна): 1 – сервомотор; 2 – вісь сервомотора; 3 – шестірня зубчаста; 4, 10 – болт; 5 – графлексне кільце; 6 – пластина; 7, 14 – штуцер підведення і відведення води; 8 – заслінка; 9 – інсталяційна кулька; 11 – контргайка; 12 – вісь; 13 – корпус; 15, 16, 17 – болт; 18 – опора; А – порожнина

Щоб запобігти витоку газів, вісь заслінки ущільнюється за допомогою спеціальних графлексових кілець (5).

Охолодження корпусу газової заслінки здійснюється за рахунок охолоджувальної рідини з внутрішнього контуру системи охолодження дизеля. Рідина подається в порожнину А через штуцер 7 і відводиться через штуцер 14.

Повітряна заслінка (див. рис. 3.2) використовується для відключення турбокомпресора, до якого припинено подачу газу при закритій газовій заслінці, шляхом блокування повітряного каналу, що веде до охолоджувача наддувного повітря.

Повітряна заслінка відрізняється від газової тим, що в її корпусі 13 не передбачено охолоджувальну порожнину А із штуцерами 7 і 14. Інші елементи, їх призначення та принцип дії залишаються ідентичними конструкції газової заслінки.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.19.03.ПЗ.

Лист

40

Необхідно впровадити систему управління турбонагнітачем, яка розширює діапазон режимів роботи дизеля типу 12ЧН 26/26. Це забезпечується автоматичним регулюванням затвора, що перепускає частину стисненого повітря з компресора до турбіни, а також автоматичним позиціонуванням затвора, що направляє частину відпрацьованих газів, обходячи турбіну, відповідно до заданих алгоритмів. Система встановлюється на турбокомпресорі ряду А, який може бути відключений у певних режимах роботи.

Відкриття затвора перепуску повітря з виходу компресора до входу в турбіну здійснюється за сигналом від блоку управління за умови, що:

- надлишковий тиск наддувочного повітря в ресивері знаходиться в діапазоні 55...235 кПа (0,55...2,35 кгс/см²);
- різниця між тиском наддувочного повітря в ресивері та тиском відпрацьованих газів у випускному колекторі не менша 4,5 кПа (0,045 кгс/см²);
- частота обертання колінчатого валу дизеля менша за 15 с⁻¹ (900 об/хв).

Якщо хоча б одна з перелічених умов не виконується, затвор перепуску повітря автоматично закривається.

Позиціонування затвора відпрацьованих газів здійснюється за сигналом від блоку управління в діапазоні 145...245 кПа (1,45...2,45 кгс/см²), причому його регулювання залежить від частоти обертання колінчатого валу дизеля або від досягнення граничного значення частоти обертання ротора турбокомпресора.

Контроль за частотою обертання ротора турбокомпресора до гранично допустимого значення є завданням найвищого пріоритету.

Датчики тиску наддувочного повітря в ресивері та тиску відпрацьованих газів інтегровані в блок управління. При цьому перетворювачі частоти обертання колінчатого валу та ротора турбокомпресора встановлені безпосередньо на дизелі. Всі компоненти, розміщені на дизелі, пов'язані комунікаційними каналами з блоком управління, який знаходиться поза межами дизеля.

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Блок отримує електроживлення від змінного трифазного струму напругою 380 В, а клемні колодки призначені для підключення виконавчих механізмів та датчиків частоти обертання.

Поворотний затвор перепуску відпрацьованих газів (рис. 3.3) використовується для регулювання потоку газів, що надходять з випускного колектора дизеля, і відводить їх безпосередньо до виходу, минаючи турбіни обох турбокомпресорів. Це застосовується у випадках, коли необхідно обмежити зростання тиску наддуву або коли частота обертання ротора турбокомпресора перевищує встановлені граничні значення.

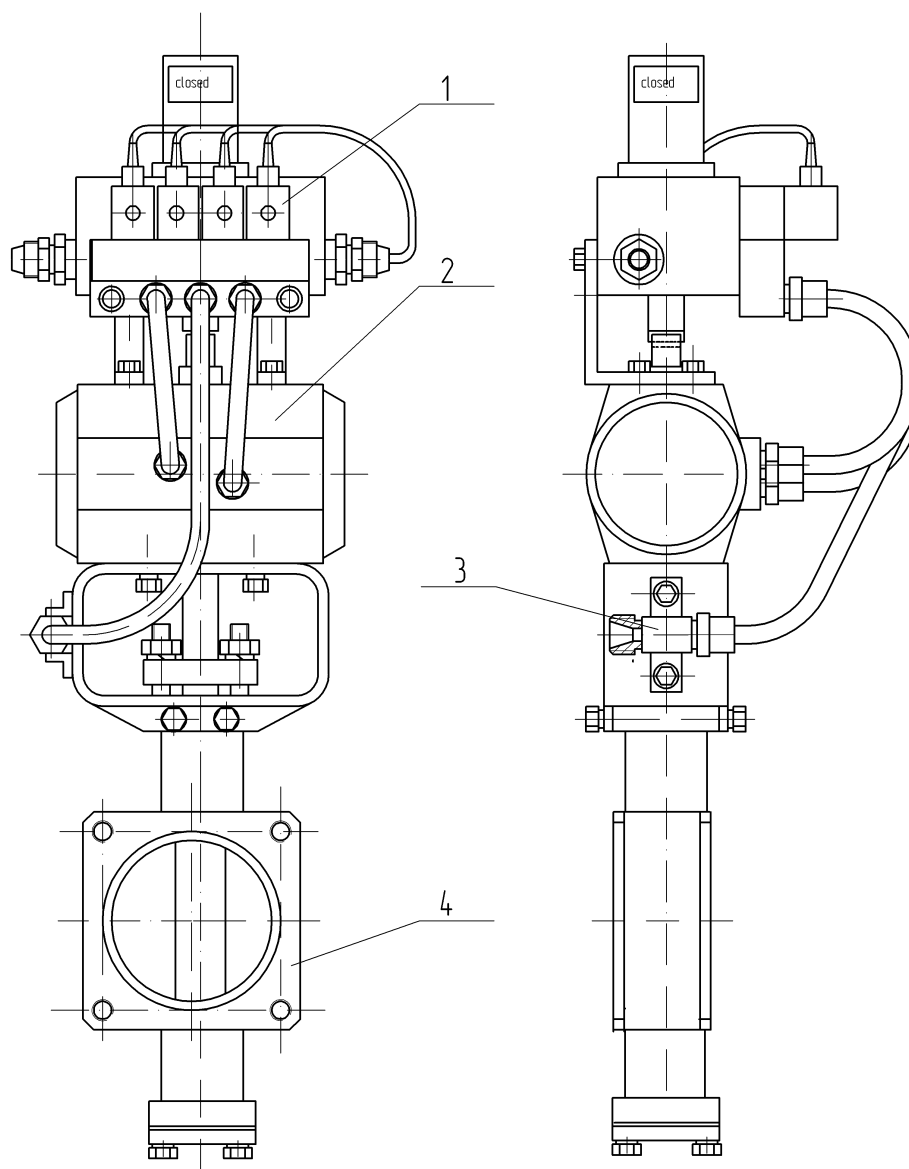


Рис. 3.3. Затвор перепуску відпрацьованих газів: 1 – позиціонер; 2 – привід пневматичний; 3 – штуцер стисненого повітря; 4 – поворотний затвор

Регулювання перепуску відпрацьованих газів відбувається шляхом повороту робочого органу затвора (4) до заданого кута, який відповідає вихідному сигналу постійного струму 4...20 мА для управління позиціонером (1). Встановлення затвора в потрібне положення здійснюється за допомогою другого силового пневмоциліндра (2) разом із його позиціонером, причому стиснене повітря подається до штуцера (3).

Повне відкриття і закриття затвора сигналізуються через стани OPEN та CLOSED на позиціонері 1.

Поворотний затвор перепуску повітря (рис. 3.4) використовується для відкриття магістралі, через яку стиснене повітря з виходу турбокомпресора подається до входу в турбіну.

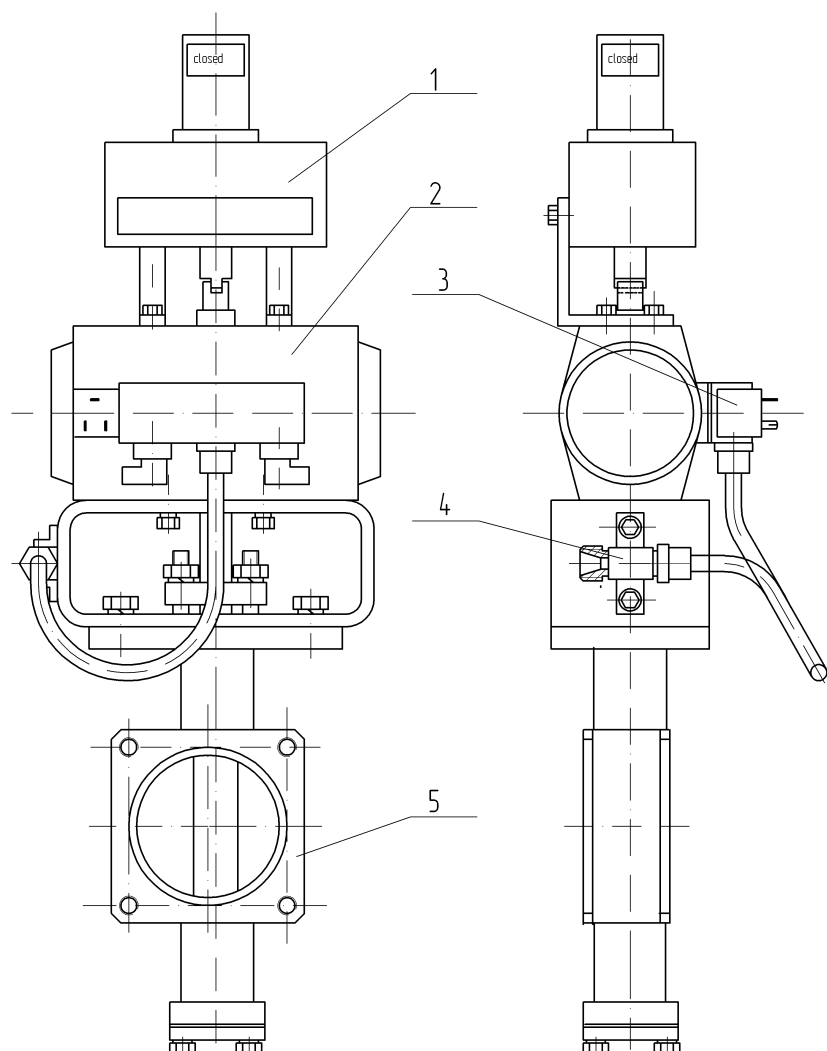


Рис. 3.4. Затвор перепуску повітря: 1 – датчик положення; 2 – привід пневмоелектричний; 3 – клапан соленоїдний; 4 – штуцер стисненого повітря; 5 – поворотний затвор

Випускні гази, що утворюються в кришках циліндрів дизеля (1), через випускні колектори (2 і 3) надходять до турбін (5 і 7) турбокомпресорів ряду А та В відповідно. Між цими колекторами встановлено завжди відкритий трубопровід (4) для перепуску газів. На валу ротора турбіни (5) компресора ряду А встановлено колесо відцентрового компресора (6), а на валу ротора турбокомпресора ряду В – колесо відцентрового компресора (8). Обидва компресори постачають стиснене повітря до повітряного охолоджувача (16), звідки воно надходить у повітряний ресивер дизеля.

На вході в турбіну (7) і на виході з компресора (8) розміщено регульовані заслінки (11 і 10), що дозволяють відключати турбокомпресор ряду В при роботі дизеля на знижених обертах колінчатого вала. У такому випадку випускні гази циліндрів ряду В, через трубопровід (4), потрапляють до входу турбіни (5), що розширює робочий діапазон двигуна.

На виході з компресора (6) встановлено повітряну заслінку (9), яка є аналогом заслінки (10). Обидві ці заслінки одночасно перекривають подачу повітря для екстреної зупинки дизеля, коли це необхідно. Крім того, на виході з кожного компресора розташовано антипомпажний клапан (15), який дозволяє перепускати повітря з напірної камери компресора до всмоктувальної частини. Ці клапани активуються під час перепуску, коли відповідна заслінка (9 або 10) закрита, а ротор турбокомпресора, зберігаючи інерцію, продовжує обертатися і нагнітати повітря в напірну камеру.

Крім того, система оснащена можливістю перепуску частини повітря з напірної магістралі через заслінку 13 (яка в інших режимах залишається закритою) до газової магістралі перед турбокомпресором ряду А. Це дозволяє додатково розширити робочий діапазон дизеля при частоті обертання колінчатого вала приблизно $12,60 \dots 14,85 \text{ с}^{-1}$ (750...890 об/хв). Також передбачено можливість відведення деякої частини випускних газів (з обходом турбіни) через заслінку 14, яка зазвичай залишається закритою, щоб не допустити перевищення максимально допустимої частоти обертання ротора турбокомпресора ряду А.

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

Керування заслінками 9, 10, 11 і клапанами 15 здійснюється системою управління, що включає повітряний розподільник (РВ) та виконавчі механізми заслінок 12, тоді як заслінками 13 і 14 керують за допомогою виконавчих механізмів 12.

Система оснащена наступними датчиками:

- Датчик 17: вимірює частоту обертання колінчатого вала дизеля.
- Датчик 20: вимірює частоту обертання ротора турбокомпресора ряду В.
- Датчик 18: контролює тиск газів перед турбіною 5.
- Датчик 19: вимірює тиск повітря в ресивері дизеля ряду А.

Крім того, на турбокомпресорах ряду А і В встановлено додаткові датчики 20, які передають дані про частоту обертання кожного ротора до системи управління дизелем (отже, на кожному турбокомпресорі розміщено по два датчики 20).

3.3. Проектування турбокомпресорів для наддуву двигуна

Необхідно обрати два турбокомпресори, які планується встановити паралельно для наддуву двигуна 12ЧН 26/26 з метою збільшення його потужності до 2940 кВт. Отже, у цьому розділі встановлюються основні габарити відцентрових компресорів із заданими параметрами. Враховуючи зміну їх характеристик у порівнянні з прототипами, пропонується внести корективи до ряду конструктивних елементів. Проводяться розрахунки всіх складових проточної частини компресорів, на основі яких створюється креслення повздовжнього розрізу. Це креслення ґрунтується на конструкції прототипу із внесенням змін до тих елементів, які не можуть забезпечити необхідну працездатність компресора з урахуванням оновлених параметрів.

При розрахунках застосовується так звана зворотна задача: маючи всі конструктивні параметри об'єкта, дані щодо енергопостачання та параметри робочого тіла на вході, обчислюються характеристики робочого тіла на виході кожного елемента проточної частини та в кінцевому підсумку – на виході самого об'єкта. Якщо отримані значення не відповідають заданим умовам,

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

проводиться подальше розрахункове наближення із коригуванням як конструктивних параметрів, так і параметрів енергопостачання відповідно до спеціальних вказівок та схем.

Кожен турбокомпресор з певним типорозміром може експлуатуватися в межах визначеного діапазону повітряних витрат (G) та ступенів підвищення тиску (P_k). При зміні цих параметрів у встановленому діапазоні типорозмір залишається незмінним, а змінюються лише профілі ділянок проточної частини компресора. У цьому проєкті основна увага приділяється саме цим конструктивним елементам, які відрізняють його від прототипу.

Спроектований компресор забезпечує заданий розхід повітря та ступінь підвищення тиску (P_k) у межах допустимих відхилень і має ККД, що відповідає сучасним стандартам для такого обладнання. Завдяки зміненим розмірам проточної частини, конструкція турбокомпресора здатна працювати з зазначеним P_k і забезпечувати достатньо високий ККД, що відрізняється від прототипної моделі.

Виходячи з значень витрати повітря та ступеня підвищення тиску, визначених у другому розділі і необхідних для досягнення заданої потужності двигуна, формується можливий прототип турбокомпресора шляхом використання так званих полів розходів або областей застосування турбокомпресорних типорозмірних рядів. Після вибору типорозміру турбокомпресора визначається оптимальне значення зовнішнього діаметру колеса компресора D_2 , яке відповідає обчисленим параметрам витрати повітря та ступеня підвищення тиску.

Масова витрата повітря через двигун становить 5,2 кг/с, об'ємна – 4,7 м³/с. Ступінь підвищення тиску в компресорі $P_k = 3,6$.

Якщо система повітропостачання передбачає використання двох паралельних компресорів, кожен з них має забезпечувати половину загальної витрати наддувного повітря, необхідного для двигуна. Таким чином, об'ємна витрата повітря для кожного компресора складає $Q = 2,34$ м³/с.

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З урахуванням витрати повітря та ступеня підвищення тиску визначається координатне положення точки на діаграмі $\Pi_k - Q$ (див. рис. 3.6). Аналіз цього розташування свідчить, що турбокомпресор повинен належати до типорозміру ТКР23, оскільки точка розташована майже в центральній частині області застосування даного типу турбокомпресорів.

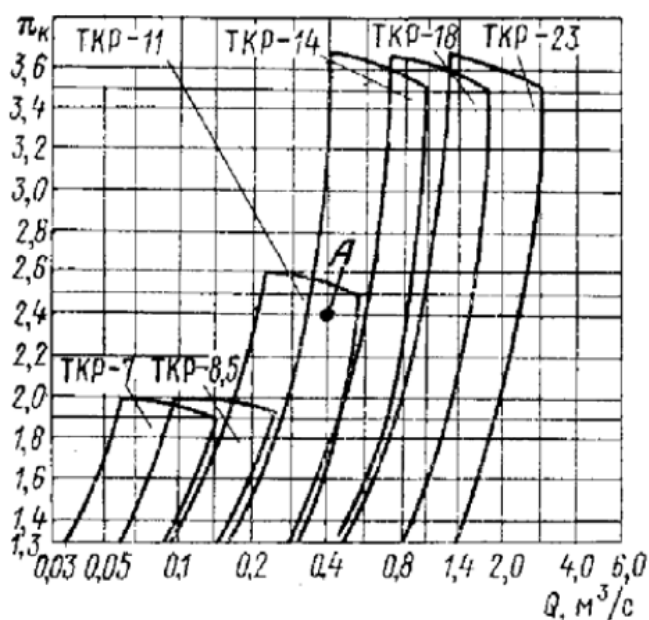


Рис. 3.6. Поля застосування турбокомпресорів типу ТКР

Отже, для двигуна 12ЧН 26/26 приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТКР23, який забезпечує необхідну витрату повітря — $G = 2,6$ кг/с ($Q = 2,34$ м³/с). При цьому двигун досягне потужності $N_e = 2940$ кВт а середній ефективний тиск циклу становитиме $P_e = 2,13$ МПа.

Колова швидкість U_2 , виміряна на зовнішньому діаметрі робочого колеса, є ключовим параметром, що визначає умови енергопостачання компресорної ступені. Згідно з рівнянням Ейлера, саме U_2 визначає величину повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує на кожну одиницю маси повітря. При цьому L_i пов'язана зі ступенем підвищення тиску (Π_k) через складні залежності, які можна точно визначити лише після проведення повного розрахунку всіх елементів ступені. Проте існує приблизна залежність між Π_k , U_2 та L_i , що відображає взаємозв'язок між цими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи L_i використовується адіабатна робота $L_{ад}$

компресорної ступені, яка прямо залежить від L_i , але, на відміну від останньої, може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступені.

Таким чином, приблизне значення U_2 знайдемо із виразу:

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

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

H_K – коефіцієнт напору компресора. Обираємо $H_K = 1,4$ [3, табл. 1].

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

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

$$L_{ad} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (3,6^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1) = 136525,3 \text{ Дж/кг.}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 136525,3}{1,4}} = 441,63 \text{ м/с.}$$

Таким чином, колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 складе 441,6 м/с, а адіабатна робота стиску компресора L_{ad} – 136,5 кДж/кг. Знання цього параметра дозволить визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора та встановити швидкість повітряного потоку перед ним.

Вхідна ділянка компресора – це вхідний патрубок, який зазвичай інтегрується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР23 застосовано вхідний патрубок радіально-колового типу. Метою даного розділу є визначення змін основних параметрів потоку повітря (температура, тиск, швидкість) після його проходження через цю ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, що забезпечать відповідність отриманих значень заданим умовам. Саме величина змін цих параметрів є предметом розгляду в даному розділі.

Температура повітря на вході в колесо визначається за виразом:

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

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

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Приймаємо $T_a = 315 \text{ K}$;

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

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

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

Величину швидкості повітря, що надходить перед колесом, обираємо таким чином, щоб забезпечити стабільний режим течії через робоче колесо. Згідно з цим принципом:

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

де: C_m – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Знаходиться в межах 0,2...0,35 [3]. Приймаємо $C_m = 0,35$.

$$C_1 = 0,35 \cdot 441,63 = 154,6 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 315 - \frac{154,6^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 303,6 \text{ K}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за виразом:

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

де: P_a – тиск повітря після глушника (на вході у вхідний патрубков), Па. Приймаємо $P_a = 98 \text{ кПа}$;

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

$$P_1 = 97000 \cdot \left(\frac{303,6}{315} \right)^{\frac{1,39}{1,39-1}} = 85895,7 \text{ Па}.$$

Для зменшення втрат енергії у патрубку та формування однорідного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (що підвищує його ефективність), вхідний патрубков надають конфузорну форму – тобто каналу, що звужується у напрямку потоку. Завдяки такій конструкції потік повітря одразу прискорюється вздовж осі патрубка, тому швидкість повітря перед

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

колесом зростає порівняно з початковою, а температура та тиск зменшуються. Ці зміни стану відповідають процесу розширення повітря.

Отже, після проходження повітря через вхідну ділянку його температура і тиск зменшаться до 303,6 К і 85,9 кПа відповідно, а швидкість потоку збільшиться майже в п'ять разів і складе 154,6 м/с.

Робоче колесо є основним компонентом ступені, через який відбувається передача енергії повітря. У турбокомпресорі типу ТКР23 використовується напіввідкрите колесо типу «радіальної зірки», яке складається з набору робочих лопаток у вигляді плоских радіальних пластин, а також з обертового скеровуючого апарату (ОСА), інтегрованого в осьову частину колеса та обертається разом з ним.

Метою цього розділу є визначення оптимальних розмірів ОСА для досягнення найкращих умов течії повітря, а також визначення остаточних характеристик повітряного потоку після проходження через робоче колесо.

Температура повітря на виході із колеса компресора визначається за формулою:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Знаходиться в діапазоні 0,04...0,08 [3]. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,08$;

φ_{2r} – коефіцієнт витрати робочого колеса. Знаходиться в діапазоні 0,16...0,35 [3]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря обчислюється за формулою П. К. Казанджана:

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

де: z_k – кількість лопаток робочого колеса компресора. Приймається рівною 12...23 [3]. Приймаємо $z_k = 12$.

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		51

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо компресора, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

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

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

Для визначення зовнішнього діаметра робочого колеса компресора за рівнянням розходу, окрім параметрів швидкості та густини повітря, потрібно врахувати розмір втулки колеса, що визначається діаметром D_0 . Для турбокомпресорів ряду ТКР з консольними колесами діаметр втулки становить $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_0 = 51$ мм.

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

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

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

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

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

$$\rho_1 = \frac{85895,7}{287 \cdot 303,6} = 0,9859 \text{ кг/м}^3.$$

$$f_1 = \frac{2,60}{154,6 \cdot 0,9859} = 0,0171 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,051^2 + 4 \cdot \frac{0,0171}{3,14}} = 0,1560 \text{ м.}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,051^2 + 0,1560^2}{2}} = 0,1160 \text{ м.}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1160}{0,23} \right)^2 \right]}} = 0,8103.$$

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

$$T_2 = 289,1 + \frac{375,90^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8171 + 0,05) - 0,8171^2 - 0,35^2 + 0,30^2] = 361,81 \text{ К}.$$

Тиск за колесом компресора визначається за формулою:

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

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

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

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

Визначення комплексу:

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

$$P_2 = 85895,7 \cdot \left(\frac{412,63}{303,6} \right)^{3,1} = 222119,18 \text{ Па}.$$

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

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

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

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

де: δ_1 – товщина лопаті на входів колесо лежить в межах від 0,3 до 2 мм [3].

Приймаємо мінімальне значення – $\delta_1 = 0,3$ мм.

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

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

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

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА коливається в діапазоні 1...5° [3].

Приймаємо $i_1 = 5^\circ$.

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

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

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{154,6 \cdot 0,23}{441,63 \cdot 0,1160}\right) = 34,7^\circ.$$

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

$40^\circ \geq 34,7^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1n} = 34,7 + 5 = 39,7^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,1160 \cdot \sin 39,7^\circ} = 0,992.$$

$$C_1^1 = \frac{154,6}{0,992} = 155,77 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку в колесо із врахуванням захаращення лопатками ОСА:

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

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{155,77 \cdot 0,23}{441,63 \cdot 0,1160}\right) = 35,0^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{155,77 \cdot 0,23}{441,63 \cdot 0,1560}\right) = 27,5^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{155,77 \cdot 0,23}{441,63 \cdot 0,051}\right) = 57,8^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

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

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

$$w_H^1 = \frac{155,77}{\sin 27,5} = 337,6 \text{ м/с}.$$

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

Коефіцієнт швидкості відносної течії на периферії входу в колесо визначається з метою оцінки локальної швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

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

$$\lambda_{Hw} = \frac{337,6}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 315}} = 1,04.$$

За розрахунковим режимом коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу до робочого колеса не повинен перевищувати значень $0,85 \dots 1,05$ [3]. У нашому випадку ця умова виконується.

Далі проводиться розрахунок кінематичних параметрів повітряного потоку, що виходить з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса визначається за формулою:

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

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

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

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

$$C_{2u} = 0,8103 \cdot 441,63 = 357,84 \text{ м/с}.$$

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

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 441,63 = 154,57 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{357,84^2 + 154,57^2} = 389,80 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса визначається по формулі:

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{154,57}{357,84}\right) = 23,36^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

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

$$M_{C_2} = \frac{389,80}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 412,63}} = 0,954.$$

Ширина колеса на виході визначається по формулі:

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

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

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

$$\rho_2 = \frac{222119,18}{287 \cdot 412,63} = 1,876 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{2,60}{3,14 \cdot 1,876 \cdot 154,57 \cdot 0,23} = 0,012 \text{ м}.$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості повітряного потоку та її компонентів, що виходять із робочого колеса, будується трикутник швидкостей (див. рис. 5). За допомогою цього графічного методу визначається відносна швидкість повітря, ω_2 , яку також можна обчислити аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

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

$$w_2 = \sqrt{(441,63 - 357,84)^2 + 154,57^2} = 175,82 \text{ м/с}$$

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

Під час взаємодії повітряного потоку з лопатками робочого колеса компресора температура повітря зростає майже на 110 °С і досягає 412,63 К. Одночасно тиск повітря збільшується в 2,6 рази – після робочого колеса він становитиме 222,1 кПа, а швидкість потоку зростає майже в 2,5 рази. Розрахунок зовнішнього та середньоквадратичного діаметрів робочого колеса на вході, разом із застосуванням рекомендованих параметрів для вибору осьової довжини та визначення кутів установки лопаток ОСА на цих діаметрах, дозволить отримати геометрію робочого колеса компресора, що повністю задовольнить параметри оптимального режиму течії повітря.

З метою зниження швидкості потоку повітря на вході до лопаточного дифузора та забезпечення вирівнювання швидкості між робочим колесом і лопаточним дифузором створюється кільцевий простір з радіальним зазором, який має паралельні або непаралельні стінки і називається безлопаточним дифузором (БЛД). Течія повітря в БЛД є досить складною, оскільки основна маса потоку (ядро) рухається спіралеподібною траєкторією, що характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Метою розрахунку БЛД є визначення кінцевих параметрів повітряного потоку, а також встановлення таких розмірів БЛД, які забезпечать досягнення бажаних значень цих параметрів.

Розрахунок компресорної ступені потребує застосування ряду наближень та ітерацій, але завдяки використанню машинних обчислень кількість ітерацій вдається звести до мінімуму. У подальшій частині роботи не наведені початкові наближення параметрів потоку повітря, а вказано лише їх остаточні значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}$$

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

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де: ρ_3 – густина повітря за БЛД, кг/м³;

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [3]. $D_3 = 256$ мм.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y b_2$, де: $y = 0,77 \dots 0,80$ [3]. $b_3 = 10$ мм.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

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

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

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

де: k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

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

де: η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД. Лежить в діапазоні від 0,6 до 0,8 [3]. Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

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

$$P_3 = 222119,18 \cdot \left(\frac{426,81}{412,63} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 243769,53 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{243769,53}{287 \cdot 426,81} = 1,990 \text{ кг/м}^3,$$

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град},$$

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

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$.

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

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,012 \cdot 1,876}{0,010 \cdot 1,990} \cdot \left\{ \operatorname{tg} 23,36^\circ + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 23,36^\circ} \cdot \frac{0,01}{0,010} \cdot (0,128 - 0,115) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,954^2}{2} \left(1 - \frac{0,115}{0,128} \right) \right] \right\} \right] = 27,76^\circ$$

$$C_3 = \frac{2,60}{3,14 \cdot 1,990 \cdot \sin 27,76^\circ \cdot 0,256 \cdot 0,010} = 351,32 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 412,63 + \frac{389,80^2 - 351,32^2}{2 \cdot 1005} = 426,81 \text{ К}$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

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

$$M_{C_3} = \frac{351,32}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 426,81}} = 0,85$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,8...0,85 [3]. Умова виконується.

Лопаточний дифузор встановлюють після безлопаточного дифузора (БЛД) для перетворення кінетичної енергії потоку в потенціальну. Лопатки лопаточного дифузора спрямовують потік так, що кут вихідного потоку (α_2) зростає порівняно з кутом на вході, що значно скорочує шлях руху частинок повітря у порівнянні з аналогічною ділянкою БЛД. При цьому збільшується відношення площ поперечних перетинів на вході та виході, нормальних до лінії току, тобто дифузорність лопаточного дифузора стає більшою, ніж у БЛД з однаковим радіальним розміром. Збільшення дифузорності в цьому випадку не призводить до додаткових газодинамічних втрат, якщо вона не перевищує допустимих меж, оскільки наявність лопаток позитивно впливає на режим течії, запобігаючи відривам потоку в розрахунковому режимі. Доцільність застосування лопаточного дифузора залежить від значення кута α_2 та умов роботи компресора: при зменшенні α_2 шлях руху частинок у БЛД продовжується, що робить використання ЛД більш обґрунтованим. Зазвичай лопаточний дифузор використовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З метою досягнення максимально можливого тиску після дифузора (P_4), мінімізації абсолютної швидкості потоку (c_4) на його виході, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході до ЛД, а також оптимізації параметрів між-

лопаточних каналів (такого як значення дифузорності, кут розкриття еквівалентного дифузора тощо), завдання цього розділу полягає у визначенні основних конструктивних параметрів лопаточного дифузора (ЛД). Зокрема, необхідно встановити:

- кількість лопаток ($z_{(Д)}$);
- кути установки лопаток на вході та виході (α_{3l} та α_{4l} відповідно);
- співвідношення ширин входу та виходу в меридіанному перетині (b_4/b_3);
- співвідношення діаметра робочого колеса до діаметра виходу з ЛД (D_4/D_2);
- визначити кінцеві значення параметрів повітряного потоку на виході з ЛД.

Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузору знаходиться за формулою:

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

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_4 = 380$ мм;

b_4 – ширина дифузору на виході, м

α_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

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

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

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

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,010 + \frac{0,38 - 0,256}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,016 \text{ м},$$

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

де: α_{4l} – кут установки лопатки ЛД на виході, град

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД, град. $\Delta\alpha = 12...18^\circ$ [3]. Приймаємо $\Delta\alpha = 17^\circ$.

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

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0...5^\circ$ [3]. Приймаємо $i_3 = 1^\circ$.

$$\alpha_{3,l} = 27,76^\circ + 1^\circ = 28,76^\circ,$$

$$\alpha_{4,l} = 28,76^\circ + 17^\circ = 45,76^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,76^\circ}{1,05}\right) = 36,89^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

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

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

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

Приймаємо $\eta_4 = 0,84$.

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,84 = 2,89,$$

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,89 - 1 = 1,89,$$

$$C_4 = 351,32 \cdot \frac{0,010 \cdot 0,256 \cdot \sin 27,76^\circ}{0,016 \cdot 0,38 \cdot \sin 36,89^\circ} \cdot \left(\frac{426,81}{484,43}\right)^{1,89} = 87,29 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захарашення на вході в ЛД;

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

z_d – число лопаток дифузору. Як правило знаходиться в діапазоні 13...35
[3]. Приймаємо $z_d = 35$;

f – дифузорність ЛД;

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

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

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Знаходиться в діапазоні від 0,5 до 8 мм [3]. Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,008 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,256 \cdot \sin 28,76^\circ} = 0,276;$$

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

де: τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

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

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

Приймаємо максимальне значення – $\delta_4 = 2$ мм.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,002 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,38 \cdot \sin 45,76^\circ} = 0,918;$$

$$f = \frac{0,38 \cdot 0,016 \cdot 1,05 \cdot 0,918 \cdot \sin 36,89^\circ}{\sin 27,76^\circ \cdot 0,256 \cdot 0,010} = 3,05;$$

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

$$\alpha_{cp} = \frac{45,76^\circ + 28,76^\circ}{2} = 37,26^\circ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,010 \cdot 0,276 \cdot \sin 28,76^\circ}{0,256 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,05-1}}{\frac{0,38}{0,256}-1}} \cdot 2 \cdot \sin 37,26^\circ \right) = 4,98^\circ$$

За рекомендаціями [3] значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° . У нашому випадку ця умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

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

$$T_4 = 426,81 + \frac{351,32^2 - 87,29^2}{2 \cdot 1005} = 484,43, \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 243769,53 \cdot \left(\frac{484,43}{426,81} \right)^{2,89} = 351430,74 \text{ Па};$$

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

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

де: P_K – тиск повітря на виході із компресора, Па.

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

$$P_K = 3,6 \cdot 100000 = 360000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{360000 - 351430,74}{360000} \right| = 0,024 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

$$R_L = \frac{0,38^2 - 0,256^2}{4 \cdot (0,38 \cdot \cos 45,76^\circ - 0,256 \cdot \cos 28,76^\circ)} = 0,484 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

$$R_U = \sqrt{R_L^2 + R_3^2 - R_L \cdot D_3 \cdot \cos a_{3Л}}, \text{ м},$$

$$R_U = \sqrt{0,484^2 + 0,128^2 - 0,484 \cdot 0,256 \cdot \cos 28,76^\circ} = 0,377 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД обчислюється за формулою:

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

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

$$\rho_4 = \frac{351430,74}{287 \cdot 484,43} = 2,528 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,38}{0,23} = 1,65.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіальному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,016}{0,010} = 1,60.$$

Розрахунки визначили кути установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаточного дифузора, а також підібрані співвідношення діаметра колеса до діаметра виходу ЛД і ширин входу та виходу у меридіальному перетині. Отримані параметри відповідають вимогам досягнення максимально можливого тиску за дифузором, мінімізації абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД у розрахунковому режимі та оптимальних параметрів міжлопаточних каналів. Внаслідок цього після проходження потоку повітря через лопаточний дифузор його швидкість зменшиться до 87,3 м/с, а тиск підвищиться до 351,4 кПа.

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке надходить із кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми його зовнішнього контуру або закону зміни перетину камери як функції кута θ , об'ємний потік повітря через щілину дифузора в секторі з довільним кутом θ пропорційний цьому куту. У кожному поперечному розрізі завитка забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, що відповідає швидкості на виході з дифузора. Таким чином, у завитку не відбувається зміна тиску, і він функціонує виключно як повітрозбірник. Основною метою розрахунку є визначення конструктивних параметрів завитка та кінцевих характеристик повітряного потоку на виході з компресора.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_5 = C_4 \cdot A, \text{ м/с,}$$

де: А – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Повинен бути А = 0,5...1 [3]. Приймаємо А = 0,98.

$$C_5 = 87,29 \cdot 0,98 = 85,54 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря в завитці вважається постійною, коли виконується наступна умова [3]:

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

$$\left| \frac{85,54 - 87,29}{87,29} \right| = 0,020 \leq 0,03,$$

Оскільки умова виконана і завиток функціонує виключно як повітрозбірник, його ККД (η_5) дорівнює 0.

У випадку постійної швидкості потоку (тобто коли швидкість повітря на вході до завитка дорівнює швидкості на його виході) можна скористатися наступним рівнянням визначення тиску:

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

$$P_5 = 351430,74 e^{-0,2 \frac{87,29^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 484,43}} = 349510,16 \text{ Па.}$$

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

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

$$\left| \frac{360000 - 349510,16}{360000} \right| = 0,029 \leq 0,05$$

Умова виконується.

Якщо швидкість потоку повітря в завитці залишається сталою, то кінетична енергія потоку не змінюється, отже, температура повітря на виході буде такою ж, як і на вході:

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

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

$$T_5 = 484,43 + \frac{87,29^2 - 85,54^2}{2 \cdot 1005} = 484,58, \text{ К.}$$

Всі інші геометричні параметри, окрім тих, що були обчислені вище, задані з урахуванням рекомендацій за [3].

Оскільки завитка спроектована для забезпечення сталої швидкості повітряного потоку, температура на її виході залишається такою ж, як і на вході. Падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя, і кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становить 349,5 кПа.

Оцінка адіабатичного ККД компресора здійснюється на основі кінцевих значень температури та тиску повітря з подальшим зіставленням отриманого ККД із довідковими даними. Крім того, визначається потужність приводного двигуна компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

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

$$\eta_{AD} = \frac{315 \cdot \left[\left(\frac{349510,16}{98000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{484,58 - 315} = 0,831,$$

Середні значення адіабатичного ККД сучасного турбокомпресора аналогічного типорозміру, як і розраховуваного, знаходяться в діапазоні від 0,77 до 0,85 [3, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{AD} \cdot 1000}, \text{ кВт,}$$

$$N_K = \frac{2,60 \cdot 136525,3}{0,831 \cdot 1000} = 427,32 \text{ кВт}$$

Потужність приводу компресора, необхідна для досягнення аналогічних значень Π_K у сучасних турбокомпресорах, становить від 400 до 700 кВт.

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2}, \text{ об/хвил},$$

де: D_2 – зовнішній діаметр колеса компресора (діаметр колеса на виході), м.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 441,63}{3,14 \cdot 0,23} = 36672 \text{ об/хвил}.$$

3.4. Опис спроектованих турбокомпресорів

На двигун типу 12ЧН 26/26 встановлено два турбокомпресори, які мають ряд відмінностей:

- Елементи проточних частин: Використовуються різні варіанти дифузора компресора та соплових апаратів.
- Кути повороту корпусів: Корпуси компресора та турбіни мають різні кути розвороту.
- Розташування систем охолодження: Точки підведення та відведення охолоджуючої рідини на корпусах підшипників розташовані по-різному.
- Розташування отворів для приєднувальних елементів: На впускних і випускних патрубках конструкція розташування отворів відрізняється.
- Наявність фланця: На випускному патрубку турбокомпресора ряду А встановлено фланець для приєднання трубопроводу системи автоматичного регулювання (підведення газу або повітря), тоді як на турбокомпресорі ряду В такого фланця немає.

Враховуючи зазначені відмінності, категорично забороняється довільна перестановка турбокомпресорів між рядами А і В.

На кожному турбокомпресорі закріплено повітряну заслінку та регулятор наддуву, останній виступає як елемент системи управління. По обидва боки корпусу підшипників у встановлених різьбових отворах розміщені датчики швидкості, що інтегровані в системи управління двигуном.

Спроектвані турбокомпресори маркуються як ТКР23 (див. рис. 3.7) залежно від типу турбіни, діаметра компресорного колеса та ступеня підви-

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

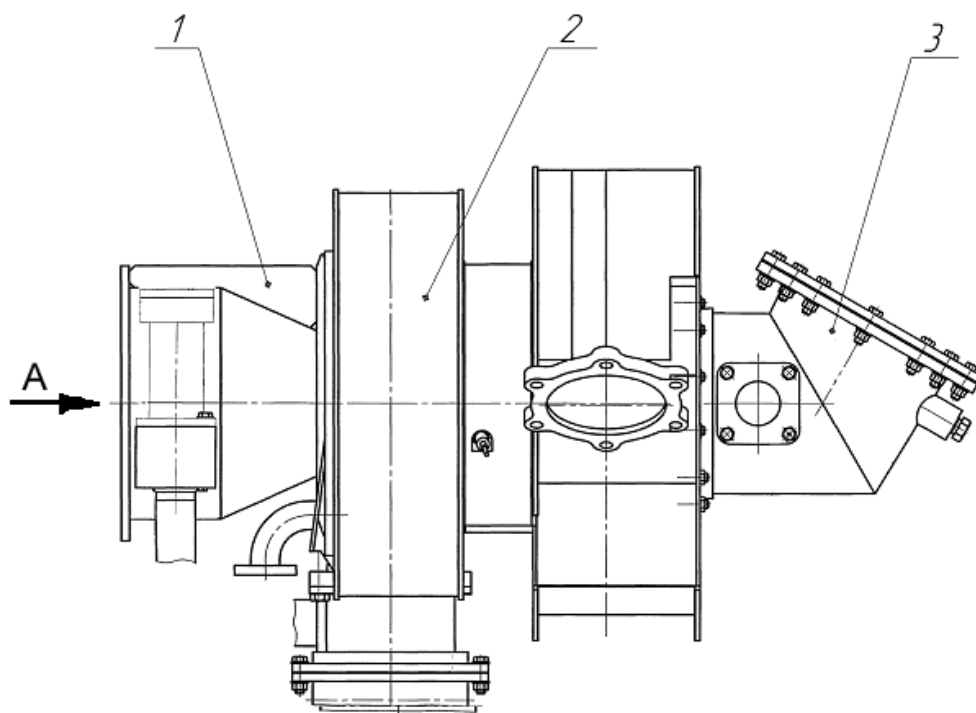
щення тиску. Вони оснащені радіальною турбіною, при цьому зовнішні діаметри турбінного і компресорного коліс є однаковими.

За загальною схемою компоновки, ці турбокомпресори відносяться до машин із консольним розташуванням коліс. Остов TKR23 складається з трьох корпусів:

- Корпус компресора, який формує проточну частину, включаючи передню частину каналу колеса, а також забезпечує створення каналів для безлопаточного дифузора, лопаткового дифузора і завитки-повітрозбірника. Деталі цього корпусу відлиті з алюмінієвого сплаву AL5.

- Середній корпус, який слугує остовом для розміщення ротору турбокомпресора із підшипниками.

- Корпус турбіни, який забезпечує формування робочого тракту турбіни та відведення газів після їх роботи в турбіні.



Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.19.03.ПЗ.

Лист

68

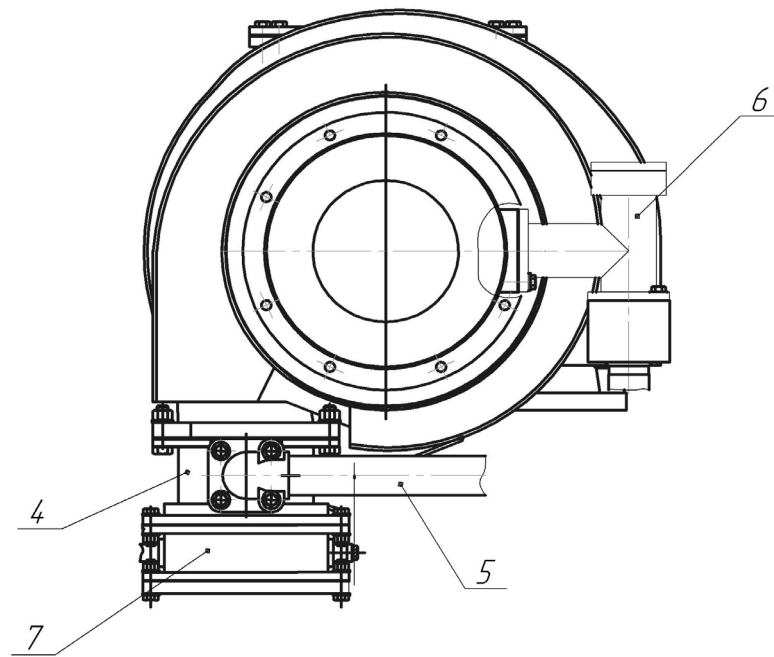


Рис. 3.7. Турбокомпресор ТКР23: 1 – впускний патрубок; 2 – турбокомпресор ТКР23; 3 – випускний патрубок; 4 – проставок; 5 – труба; 6 – регулятор наддуву; 7 – повітряна заслінка

Корпуси компресора, турбіни та середній корпус з'єднуються між собою болтами, що встановлюються через колові розточки на корпусах, що забезпечує точне центрування усіх осьових отворів відносно вісі обертання ротора. Турбокомпресори кріпляться до основної базової деталі конструкції за допомогою кронштейнів, розташованих у нижній частині середнього корпусу.

Щодо ротора, то він є рухомою частиною турбокомпресора і складається з валу, до якого приєднані компресорне та турбінне колеса. Ротор виготовлено з нержавіючої сталі марки 2Х13, що забезпечує його високу жорсткість.

Складові ротору.

Компресорне колесо кріпиться до ротора за допомогою посадки з натягом і фіксується гайкою. Воно має напіввідкриту конструкцію з радіальними лопатками, що формують так звану «радіальну зірку» на виході. Колесо обладнане осьовим входом повітря, в якому інтегровано обертовий скеровую-

чий апарат, сформований з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має один гребінець із значною товщиною, який використовується для зняття надлишкового металу під час динамічного балансування ротора. Саме колесо виготовлено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Радіальне колесо турбіни з'єднується з ротором шляхом зварювання. Оскільки температура газів перед турбіною зростає, рекомендується замінити матеріал робочих лопаток турбінного колеса, які раніше виготовлялися зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ..

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання, до яких масло подається через спеціально передбачені канали. Після змащення воно також відводиться за допомогою окремих каналів..

Вузли ущільнення.

Ущільнення з боку компресора запобігає потраплянню аерозолів масла з підшипникової порожнини до компресора. Воно складається з двох контактних пружних кілець, які під час обертання ротора завдяки своїй пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими. Аналогічно, ущільнення з боку турбіни не допускає проникнення гарячих газів з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також перешкоджає потраплянню масла з цієї порожнини на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс і заповнити зазори, що заважає вільному обертанню ротора. Це ущільнення також утворене двома пружними кільцями.

Система змащення. Масло для підшипників подається з системи змащення двигуна через спеціальні штуцери, розташовані на корпусах підшипників.

Під час роботи турбокомпресора газу, що надходять із двигуна внутрішнього згоряння, потрапляють до газоприймальної завитки, звідки вони направляються до робочого колеса. Тут газу віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує високочастотне обертання ротора. Після прохо-

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дження через робоче колесо газу виходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, яке обертається за рахунок енергії турбіни, створює вплив лопаток на повітря, що знаходиться між ними. Під їхнім впливом повітря починає рухатися по колу, що спричиняє виникнення відцентрової сили і примушує його переміщуватися радіально від центра обертання. Завдяки поєднанню окружної та радіальної складових руху формується спіральна траєкторія руху частинок повітря, які набувають кінетичну енергію і виходять з зовнішнього краю колеса. Витік повітря через зазори знижує тиск на вході до колеса, створюючи різницю між підвищеним тиском навколишнього середовища і нижчим тиском всередині колеса, що сприяє безперервному надходженню нового повітря до нього.

При цьому, коли частинки повітря отримують кінетичну енергію від лопаток, вони рухаються каналами колеса від ділянок з меншими площами перетину до ділянок з більшими. Цей перехід сприяє зниженню швидкості руху повітря в умовах відносної течії, що дозволяє перетворити частину кінетичної енергії в потенціальну: швидкість зменшується, а тиск зростає. Таким чином, потік повітря після колеса містить приблизно однакові частки кінетичної енергії (яка асоціюється з високою, зазвичай надзвуковою швидкістю) та потенціальної енергії (яка пов'язана з підвищеним статичним тиском).

Після проходження через колесо повітря надходить до щілинного дифузора. Цей канал, сформований стінками, спочатку дещо звужується в поперечному перетині, а потім може трохи розширюватися. Рух частинок у цьому каналі відбувається майже за траєкторією логарифмічної спіралі, коли частинки переходять від менших поперечних перетинів до більших, що зменшує їхню швидкість і підвищує тиск. Основна функція цього каналу – зниження швидкості повітря до дозвукового рівня, що є необхідним для уникнення раптових стрибків ущільнення на лопатках лопаткового дифузора, які можуть значно знизити ККД компресора або спричинити його помпаж.

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, щілинний дифузор вирівнює епюру швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора, що важливо, враховуючи їх нерухоме розташування. Далі повітря надходить до лопаткового дифузора, лопатки якого спрямовують траєкторію руху частинок по більш крутій траєкторії, ніж у безлопатковому просторі. Це дозволяє збільшити дифузорність каналу при одночасному зменшенні його довжини. При правильному виборі кутів входу і виходу лопаток та інших параметрів, такий дифузор може підвищувати ККД компресора в розрахунковому режимі у порівнянні з конструкціями, що мають виключно безлопатковий дифузор.

На виході з лопаткового дифузора повітря має майже розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і необхідну швидкість, що підходить для подальшого надходження у повітряний ресивер двигуна.

Зазвичай при проєктуванні компресора не допускають значних перетворень енергії в завитці, оскільки цей елемент має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому завитка спроектована як збірник повітря, в якому швидкість на вході та виході залишається приблизно однаковою. Вона має спіральну форму з наростаючою площею перетину по мірі проходження повітря, починаючи з язика або розподільчого ребра. Така конструкція сприяє зменшенню можливого радіального навантаження на колесо, оскільки забезпечує створення симетричного відносно осі обертання потоку, що, відповідно, гарантує рівномірний розподіл тиску по колу згідно із законом збереження енергії.

3.5. Порядок проведення робіт в разі виходу із ладу турбокомпресора (турбокомпресорів)

Під час експлуатації можливі наступні аварійні ситуації:

- вихід з ладу турбокомпресора ряду «А»;
- вихід з ладу турбокомпресора ряду «В»;
- вихід з ладу обох турбокомпресорів (ряди «А» і «В»).

Відповідно, порядок дій із забезпечення відключення турбокомпресорів має свої особливості, які викладені нижче.

1. Випадок виходу з ладу турбокомпресора ряду «В» (при роботі турбокомпресора ряду «А»):

Допускається експлуатація за тепловозною характеристикою в діапазоні частот обертання колінчатого вала дизеля від $n = 5,00$ до $13,75 \text{ с}^{-1}$ ($300 \dots 825 \text{ об/хв}$).

2. Випадок виходу з ладу турбокомпресора ряду «А» (при роботі турбокомпресора ряду «В»):

Робота дозволяється в діапазоні $n = 5,00 \dots 14,33 \text{ с}^{-1}$ ($300 \dots 860 \text{ об/хв}$), проте старт з місця тепловоза або його зупинка є забороненими.

3. Випадок виходу з ладу обох турбокомпресорів:

Експлуатація за тепловозною характеристикою можливе лише в межах $n = 5,00 \dots 8,50 \text{ с}^{-1}$ ($300 \dots 510 \text{ об/хв}$), при цьому старт і зупинка тепловоза заборонені.

Перед проведенням робіт із відключення одного чи обох турбокомпресорів слід обов'язково ознайомитися з «Інструкцією по експлуатації турбокомпресора».

Послідовність дій при знятті пошкодженого турбокомпресора (ряду «А» або «В»):

1. Підготовчі заходи:

- Злити масло та охолоджуючу рідину з турбокомпресора.
- Від'єднати труби підведення та відведення води від корпусу підшипників та заглушити їх.
- Відключити трубу підведення масла до корпусу підшипників і також заглушити її.
- Від'єднати трубу системи вентиляції картера від впускного патрубку, кінець труби закрити захисною сіткою.
- Від'єднати трубу від регулятора наддуву, встановленого на впускному патрубку.

- Зняти з горловини охолоджувача надувочного повітря проставки з трубою, повітряну заслінку та від'єднати корпус компресора від патрубку охолоджувача. Потім встановити фланець-заглушку, використовуючи штатні кріплення.

2. Демонтаж зовнішніх з'єднань:

- Від'єднати випускний колектор від фланця корпусу турбіни та газо-відвід від випускного патрубку турбокомпресора.

- (Операція виконується лише при виході з ладу турбокомпресора ряду «А») Від'єднати від фланця на газовипускному патрубку трубу системи управління турбонагнітачем.

3. Механічне кріплення:

- Відвернути та зняти гайки з шайбами, що кріплять підшипники на шпильках кронштейна.

- Відвернути та зняти гайки, які фіксують турбокомпресор до додаткового кронштейну-підставки.

- Зафіксувати взаємне положення корпусних деталей на знятому турбокомпресорі.

4. Підготовка до демонтажу:

- Нанести розчинник іржі на різьблення шпильок, дочекатися впливу, після чого відпустити гайки і зняти стопорні шайби з кріпильними планками.

- Зняти ізоляцію з корпусу компресора, встановити рим-болт у відповідне отвір і за допомогою підйомного пристрою зняти турбокомпресор, розмістивши його на підготовленому місці.

5. Часткова розбірка турбокомпресора:

- Вийняти з корпусу турбіни (разом з випускним патрубком) ротор у зборі з корпусом підшипників, корпусом компресора та впускним патрубком, та встановити цю збірку на сервісну підставку.

- Вивернути шпильки кріплення турбокомпресора з кронштейна.

- Встановити технологічну заглушку в корпус турбіни (на місце корпусу підшипників) і закріпити її планками, використовуючи шайби та гайки.

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Монтаж збірки на дизелі:

- Встановити збірку на дизелі та закріпити болтами з моментом $300 \text{ Нм} \pm 10 \text{ Нм}$ ($30 \text{ кгс} \cdot \text{м} \pm 1 \text{ кгс} \cdot \text{м}$). Болти потрібно застопорити дротом.
- Затягнути гайки кріплення турбокомпресора до додаткового кронштейну-підставки.
- Приєднати випускний колектор до фланця корпусу турбіни та газовідвід до випускного патрубку турбокомпресора.
- (Операція виконується лише при виході з ладу турбокомпресора ряду «А») Приєднати до фланця на газовипускному патрубку трубу системи управління турбонагнітачем.
- Затягнути гайки кріплення турбокомпресора до додаткового кронштейну-підставки.

При виході з ладу турбокомпресора ряду «А» необхідно забезпечити роботу турбокомпресора ряду «В» шляхом використання штатних повітряних і газових заслінок, подаючи відповідний керуючий сигнал і переводячи їх у положення «Відкрито».

Цей порядок дій забезпечує правильне відключення та демонтаж пошкодженого турбокомпресора, а також його безпечний монтаж після проведення ремонтних робіт.

3.6. Висновок до розділу

Результати розрахунків однозначно підтвердили доцільність застосування двох турбокомпресорів типу ТКР23 для двигуна 12ЧН 26/26. В ході аналізу були визначені основні конструктивні параметри агрегатів, причому виявлені відхилення є незначними і не впливають на проведення компоновочних побудов.

Спроектовані відцентрові компресори забезпечують ступінь підвищення тиску $P_k = 3,6$, що супроводжується вихідною температурою повітря $T_k = 485,6 \text{ К}$ ($211,6 \text{ }^\circ\text{C}$). Крім того, адіабатичний коефіцієнт корисної дії $\eta_{ад}$ стано-

					КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

вить 0,831, що відповідає або перевищує показники сучасних компресорних машин аналогічного класу.

Отримані дані свідчать, що спроектовані турбокомпресори мають необхідні параметри для забезпечення ефективної роботи двигуна 12ЧН 26/26 при заданих умовах підвищення тиску та обертів колінчатого валу, що відповідають потужності двигуна 2940 кВт. Застосування двох паралельно працюючих турбокомпресорів дозволило не лише забезпечити оптимальні робочі умови, але й сприяло підвищенню загальної потужності установки за рахунок більш ефективного використання енергії потоку повітря.

Таким чином, спроектована система відповідає сучасним вимогам щодо експлуатації, надійності та ефективності, і має перспективи для подальшого удосконалення потужності двигуна завдяки інтеграції сучасних конструктивних рішень.

					<i>КРМ.142.6221м.19.03.ПЗ.</i>	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

Економічне обґрунтування впровадження двигуна з модернізованою системою повітропостачання

4.1. Обґрунтування необхідності модернізації двигуна системою повітропостачання

У сучасних умовах глобальної економічної нестабільності та зростання виробничих витрат удосконалення технологічних процесів набуває особливої важливості. З метою оптимізації витрат та підвищення енергоефективності виробництва все частіше використовують інноваційні та заощадні технології. Серед таких рішень особливу увагу привертає модернізація систем повітропостачання, що дозволяє значно покращити експлуатаційні характеристики обладнання та скоротити витрати на його обслуговування.

Одним із ключових напрямків впровадження новітніх рішень є використання вітчизняних або країн-сусідів аналогів виробничого обладнання. Таке обладнання часто є економічно вигіднішим завдяки нижчій вартості, спрощеним процесам модернізації та доступності сервісної підтримки. Розвинена мережа національних сервісних центрів, виробників запасних частин і можливість замовного виготовлення компонентів забезпечують оперативне та ефективне обслуговування техніки, що є важливим фактором для галузі тепловозобудування, яка зазнає значних економічних труднощів.

Метою модернізації є створення більш конкурентоспроможного та економічно ефективного виробничого об'єкта, що забезпечує підвищення надійності і продуктивності обладнання. Для оцінки економічного ефекту від впровадження модернізованої системи повітропостачання використовується методика, викладена в документі «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій». Цей підхід дозволяє вирішувати наступні завдання:

- Техніко-економічне обґрунтування: Аналіз і вибір оптимальних варіантів впровадження нових технологій з урахуванням виробничих та економіч-

					КРМ.142.6221м.19.04.ПЗ.	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

них показників.

- Визначення норм і нормативів: Формування показників економічності та ефективності, які використовуються для оцінки результативності модернізації.
- Розрахунок фактичної ефективності: Порівняння параметрів модернізованої моделі з характеристиками базового або іноземного аналога з метою визначення потенційних переваг.

Аналіз економічного ефекту полягає у порівнянні ключових параметрів модернізованої системи з існуючими рішеннями, що дозволяє обґрунтувати доцільність впровадження нової технології та оцінити можливості зниження витрат при підвищенні загальної ефективності виробництва. Таким чином, модернізація системи повітропостачання не лише сприяє економії ресурсів, але й забезпечує технічне оновлення, необхідне для подолання сучасних викликів у виробничій сфері.

4.2. Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою повітропостачання

У таблиці 4.1 подано техніко-економічні характеристики двигуна 12ЧН 26/26 з новою системою повітропостачання порівняно з двигуном-прототипом. Для забезпечення коректного порівняння вважаємо, що потужність проєктованого двигуна відповідає потужності двигуна-прототипа.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники модернізованого двигуна 12ЧН 26/26 та базового двигуна

Найменування показників	Позначення	Прототип	Спроектований двигун
Потужність, кВт	N_e	2940	2940
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	n	1000	1000
Діаметр циліндра, мм	D	260	260
Хід поршня, мм	S	260	260
Кількість циліндрів, шт.	Z	16	12
Вага, кг	G	23800	22000

Габарити, м:	довжина	L	6,75	4,45
	ширина	B	2,03	2,03
	висота	H	2,96	2,96
Питома витрата палива, гр/(кВт·год.)		g_p	206	203
Питома витрата масла, гр/(кВт·год.)		g_m	1,4	1,4
Механічний ККД		η_m	0,87	0,87
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, тис. годин		t	4	4
Ресурс двигуна до першого перебирання, тис. год.		$t_{пер}$	14	14
Ресурс двигуна до капітального ремонту, тис. год.		$t_{кр}$	40	50
Ціна установки, тис. грн.		Π	680,6	600,0
Ціна дизельного пального, тис. грн./т		Π_p	55	55
Ціна масла, тис. грн./т		Π_m	98	98
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для базового аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$N_1 = 0,95 \cdot 2940 \cdot 400 = 11172000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,95 \cdot 2940 \cdot 400 = 11172000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років [9]:

$$T = \frac{t_{кр}}{t}.$$

					КРМ.142.6221м.19.04.ПЗ.	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{40000}{4000} = 10,0 \text{ років},$$

$$T_2 = \frac{40000}{4000} = 10,0 \text{ років}.$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн. [9]:

$$З_{\pi} = g_{\pi} \cdot N \cdot Ц_{\pi} \cdot 10^{-3}.$$

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\pi 1} = 0,206 \cdot 11172000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 34521,48 \text{ тис. грн.},$$

$$З_{\pi 2} = 0,203 \cdot 11172000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 34018,74 \text{ тис. грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн. [9]:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\text{м}1} = 0,0014 \cdot 11172000 \cdot 98000 \cdot 10^{-3} = 281,53 \text{ тис. грн.},$$

$$З_{\text{м}2} = 0,0014 \cdot 11172000 \cdot 98000 \cdot 10^{-3} = 281,53 \text{ тис. грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\text{пр}1} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 680600}{14000} = 9,72 \text{ тис. грн.},$$

$$З_{\text{пр}2} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 600000}{14000} = 8,57 \text{ грн. грн.}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн. [9]:

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \epsilon_{\text{min}}}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{\text{кр}1} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 680600}{40000 \cdot 1,1} = 18,56 \text{ тис. грн.},$$

					<i>KPM.142.6221m.19.04.ПЗ.</i>	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$З_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 600000}{40000 \cdot 1,1} = 16,36 \text{ тис. грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн. [9]:

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно має-
мо:

$$U_1 = 34521,48 + 281,53 + 9,72 + 18,56 = 34831,29 \text{ тис. грн.},$$

$$U_2 = 34018,74 + 281,53 + 8,57 + 16,36 = 34325,20 \text{ тис. грн.}$$

Річний економічний ефект, який отримує споживач від експлуатації модернізованого двигуна, розраховується за наступною формулою, тис. грн. [9]:

$$E_{\kappa} = \left[Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{11172000}{11172000} \cdot 34831,29 = 34831,29 \text{ тис. грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[680600 \cdot \frac{11172000}{11172000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{10} + 0,15}{\frac{1}{10} + 0,15} \right) + \frac{34831299,1 - 34325209,5}{\frac{1}{10} + 0,15} \right] - 600000 = 2104,95 \text{ тис. грн.}$$

Термін окупності модернізованого двигуна розраховується за наступною формулою (в роках):

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}.$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = З_{п1} - З_{п2} + З_{м1} - З_{м2} + З_{пр1} - З_{пр2} + З_{кр1} - З_{кр2}.$$

$$\Delta S = 506089,6 \text{ грн.}$$

$$\text{Отже, час окупності: } T_{окуп} = \frac{100000}{506089,6} = 0,2 \text{ року.}$$

					КРМ.142.6221м.19.04.ПЗ.	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.3. Висновок до розділу

Було проведено детальний аналіз річних експлуатаційних витрат двигуна типу 12ЧН 26/26, обладнаного модернізованою системою повітропостачання, та порівняно їх з витратами на експлуатацію двигуна-прототипа. У ході дослідження визначено економічний ефект від впровадження нової установки, що виявився досить суттєвим.

Розрахунки однозначно підтвердили доцільність модернізації системи повітропостачання. Основним чинником економічної вигоди стало зниження поточних витрат споживача, що досягається завдяки зменшеним витратам на паливо. За розрахунками, економія витрат лише на паливо становить приблизно 2,1 млн грн. на рік, що значно підвищує ефективність експлуатації двигуна з модернізованою системою.

Крім того, враховуючи умови експлуатації тепловозного двигуна типу 12ЧН 26/26 протягом 4 тис. годин на рік, термін окупності модернізованої установки складає всього 3 місяці. Такий короткий період повернення інвестицій свідчить про високу економічну ефективність запропонованих рішень.

Отже, інтеграція модернізованої системи повітропостачання сприяє не лише зниженню операційних витрат, але й забезпечує швидкий період окупності, що робить впровадження цієї технології особливо вигідним у сучасних економічних умовах.

					КРМ.142.6221м.19.04.ПЗ.	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

5.1. Охорона праці

5.1.1. Вступ

У сучасних умовах виробництва забезпечення безпечних умов праці набуває особливої актуальності для підтримки здоров'я співробітників та оптимізації виробничих процесів. Цей розділ присвячено вивченню основних аспектів охорони праці у сфері обслуговування дизельних двигунів, що включає аналіз впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, визначення рівня шуму та вібрації в машинному відділенні, а також розробку та впровадження заходів для зниження цих негативних впливів.

Зокрема, подальший зміст розділу охоплює:

- Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів: вивчення умов роботи персоналу при обслуговуванні дизельних двигунів, визначення основних ризиків і потенційних загроз для здоров'я.
- Розрахунок рівня шуму та вібрації: оцінка параметрів шумового та вібраційного навантаження в приміщенні машинного відділення, що є необхідною умовою для подальшого планування заходів з охорони праці.
- Заходи щодо зниження рівня шуму та вібрації: розробка практичних рішень, спрямованих на мінімізацію негативного впливу цих факторів.
- Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів: впровадження комплексних заходів, які дозволять забезпечити безпечне та здорове робоче середовище для персоналу.

Цей розділ має на меті не лише систематизацію існуючих підходів до організації охорони праці, але й пропонує конкретні методи для підвищення рівня безпеки на виробництві, що є важливим чинником для ефективної роботи підприємства та забезпечення стабільності його функціонування..

5.1.2. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельних двигунів

Обслуговування дизельних двигунів пов'язане з виконанням широкого спектру операцій, які супроводжуються впливом різноманітних небезпечних

					КРМ.142.6221м.19.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		83

і шкідливих виробничих факторів. Ці фактори можуть негативно позначатися на здоров'ї та працездатності персоналу, тому їх детальний аналіз є необхідним для розробки ефективних заходів з охорони праці. Нижче наведено основні групи впливу, що характеризують умови роботи під час обслуговування дизеля.

1. Механічні фактори

Ризик травматизму: При проведенні ремонтних та профілактичних робіт працівники контактують з рухомими частинами двигуна (ремені, колінчасті вали, шестерні), що підвищує ризик отримання механічних ушкоджень. Недбале поводження з інструментами чи обладнанням може призвести до порізів, ударів або навіть серйозних травм.

Падіння деталей: Виконання робіт на висоті або у відкритих робочих зонах може спричиняти падіння важких компонентів, що створює додаткову загрозу для безпеки персоналу.

2. Хімічні фактори

Контакт із шкідливими речовинами: Використання пального, мастильних матеріалів, а також інших хімічних реагентів може призводити до опіків, подразнення шкіри та очей, а при тривалому впливі – до хронічних захворювань.

Випари та шкідливі гази: Під час роботи двигуна утворюються шкідливі випари і гази, зокрема в умовах недостатньої вентиляції, що може викликати отруєння та погіршення якості повітря в робочих приміщеннях.

3. Теплові фактори

Висока температура робочих поверхонь: Дизельні двигуни при роботі виділяють значну кількість тепла. Теплове навантаження може призводити до опіків при контакті з гарячими деталями, а також сприяти тепловому стресу серед співробітників.

Перегрів робочих приміщень: Невідповідна система охолодження або недостатня вентиляція можуть спричиняти перегрів робочих зон, що негативно впливає на комфорт та безпеку персоналу.

4. Фізичні фактори

Шум: Під час роботи двигуна та використання спеціалізованого обладнання виникає високий рівень шуму, який може призводити до зниження слухової функції, підвищеної втоми та загального зниження працездатності.

Вібрація: Постійне вплив вібрацій, що виникають під час роботи двигуна, може сприяти розвитку різноманітних порушень опорно-рухового апарату, а також створювати додатковий дискомфорт.

5. Ергономічні та організаційні фактори

Неправильна організація робочого місця: Недостатньо ергономічно облаштовані робочі зони, невідповідне розташування інструментів і обладнання можуть сприяти виникненню м'язово-скелетних розладів та перевтоми.

Навантаження та тривалість робочого процесу: Тривала робота в стресових умовах, особливо під впливом шуму, вібрацій та високої температури, збільшує ризик помилок та знижує загальну ефективність роботи.

Таким чином, аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельних двигунів, показав, що робота супроводжується як механічними, так і хімічними, тепловими, фізичними та ергономічними загрозами. Для забезпечення безпеки та здоров'я співробітників необхідно впроваджувати комплекс заходів, що включають використання засобів індивідуального захисту, дотримання нормативних вимог щодо організації робочих місць, регулярне проведення інструктажів і навчань з охорони праці. Подальші розділи даної глави розглянуть методи розрахунку рівня шуму і вібрації, а також конкретні заходи для їх зниження, що дозволить мінімізувати негативний вплив виробничих факторів на персонал.

5.1.3. Розрахунок рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення тепловозу

В даному розділі проведено розрахунок рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення тепловоза, що є необхідним для оцінки умов праці та забезпечення безпеки персоналу. Надмірний рівень шуму та вібрацій

може негативно впливати на здоров'я співробітників і знижувати ефективність виконання робочих завдань, тому їх аналіз і подальше коригування є актуальними завданнями охорони праці.

Рівень шуму в приміщенні машинного відділення визначається на основі характеристик джерел шуму (дизельний двигун, допоміжне обладнання) та особливостей приміщення (геометрія, матеріали стін і підлоги, рівень звукоізоляції). Для розрахунку звукового тиску використовується наступна формула:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1000$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 1000$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 2940$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 + 2940^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 84,3 \text{ дБ}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Оцінка вібраційного навантаження в приміщенні здійснюється з урахуванням робочих характеристик дизельного двигуна та конструктивних особливостей машинного відділення. Рівень вібрації, як правило, визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{ дБ}$$

де m – повна маса двигуна, $m = 22000$ кг;

f – номінальна частота обертання колінчатого валу, $f = 104,7$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1000 \cdot 2940^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 2940}{22000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{22000}{2940}} + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right) = 84,3 \text{ дБ}$$

					КРМ.142.6221м.19.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		86

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок про необхідність впровадження заходів щодо зниження рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення. Зокрема, рекомендується:

- Оптимізувати розташування джерел шуму та застосувати додаткові звукоізоляційні матеріали.
- Встановити системи антивібраційного кріплення та демпфірування для зменшення передачі вібрацій через конструктивні елементи.
- Проводити регулярний моніторинг умов праці з метою своєчасного коригування технічних та організаційних заходів.

Таким чином, комплексний підхід до розрахунку та аналізу рівня шуму і вібрації дозволяє своєчасно виявляти потенційні проблемні зони та розробляти ефективні заходи для забезпечення безпечних умов праці в приміщенні машинного відділення.

5.1.4. Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів є надзвичайно важливою складовою системи управління охороною праці на будь-якому підприємстві. В сучасних умовах виробництва, коли технологічні процеси стають дедалі складнішими, а вимоги до безпеки – більш суворими, необхідність комплексного підходу до мінімізації негативного впливу виробничих факторів набуває особливого значення. Застосування інтегрованих заходів спрямоване на створення оптимальних умов праці, що дозволяють зберігати працездатність співробітників, зменшувати ризик нещасних випадків та профілактично впливати на виникнення професійних захворювань.

Перш за все, ефективна розробка заходів починається із системного аналізу всіх виробничих процесів, в ході якого ідентифікуються фактори, що можуть створювати потенційну загрозу для здоров'я працівників. До таких факторів відносяться механічні небезпеки, вплив хімічних речовин, надмірне

тепло, високий рівень шуму та вібрацій, а також ергономічні проблеми, пов'язані з організацією робочого місця. Аналіз цих чинників дозволяє визначити ключові ділянки, де необхідне застосування спеціальних заходів для зниження шкідливого впливу.

З технічної точки зору, модернізація обладнання є одним із найважливіших елементів заходів, спрямованих на зменшення негативного впливу небезпечних виробничих факторів. Використання сучасних технологій, що забезпечують покращені експлуатаційні характеристики, сприяє зниженню рівня шуму, вібрацій та теплового навантаження. Наприклад, встановлення систем звукоізоляції та антивібраційних конструкцій дозволяє суттєво зменшити вплив шуму та коливань, що передаються через конструкції робочих приміщень. Подібні технічні заходи в комплексі з оптимізацією систем вентиляції та кондиціонування повітря сприяють зменшенню концентрації шкідливих хімічних речовин у повітрі, що особливо важливо в умовах високих технологічних процесів.

Окрім технічних рішень, важливу роль відіграє організаційний підхід до управління безпечними умовами праці. Впровадження регулярних навчань та інструктажів з охорони праці допомагає підвищити рівень обізнаності персоналу щодо потенційних ризиків і методів їх уникнення. Чітке регламентування робочих процесів, розробка внутрішніх стандартів та нормативних документів сприяють формуванню культури безпеки на підприємстві. Система контролю за дотриманням вимог охорони праці, що включає періодичні перевірки та аудит умов праці, дозволяє оперативно виявляти недоліки та вживати необхідних коригувальних заходів.

Особливу увагу слід приділити забезпеченню персоналу засобами індивідуального захисту. Високоякісні захисні засоби, що відповідають сучасним стандартам, є ефективним бар'єром проти впливу небезпечних виробничих факторів. Належне використання захисних окулярів, респіраторів, спеціального одягу та інших пристроїв дозволяє мінімізувати ризики для здоров'я

співробітників навіть у випадку виникнення аварійних ситуацій чи раптового підвищення рівня шкідливих чинників.

Також варто зазначити, що адміністративні заходи спрямовані на створення ефективної системи управління ризиками. Сюди входить розробка планів дій у випадку надзвичайних ситуацій, встановлення чітких правил безпечної експлуатації обладнання та організація систематичного моніторингу умов праці за допомогою спеціалізованих приладів. Регулярне проведення медичних оглядів працівників, аналіз причин нещасних випадків та моніторинг основних показників виробничої безпеки сприяють своєчасному виявленню потенційних проблем і дозволяють приймати ефективні превентивні заходи.

Комплексний підхід до зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів забезпечує не лише безпеку і здоров'я персоналу, але й сприяє підвищенню загальної ефективності виробничих процесів. Впровадження технічних, організаційних і адміністративних заходів дозволяє створити умовно безпечне робоче середовище, що позитивно впливає на продуктивність праці і знижує ризики виникнення аварійних ситуацій. Систематичний моніторинг і постійний аналіз умов праці є важливими складовими цього процесу, оскільки вони дозволяють адаптувати заходи до змін у виробничому процесі та оперативно реагувати на нові виклики.

Таким чином, розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів є комплексною задачею, яка вимагає взаємодії різних підходів і методів. Поєднання модернізації обладнання, оптимізації робочих процесів, забезпечення персоналу засобами індивідуального захисту та впровадження ефективних адміністративних процедур дозволяє не лише мінімізувати негативний вплив шкідливих чинників, але й створити стабільне та безпечне виробниче середовище, що є запорукою успішної роботи підприємства в сучасних умовах.

5.2. Охорона навколишнього середовища

5.2.1. Вступ

Охорона навколишнього середовища стає надзвичайно важливою складовою сучасної виробничої діяльності, адже вплив промислових процесів на природу безпосередньо позначається на якості життя населення та екологічному балансі регіонів. Зокрема, експлуатація дизельних двигунів супроводжується викидами шкідливих речовин і формуванням димових часток, що негативно впливають на повітря і можуть спричиняти як короткострокові, так і довгострокові наслідки для здоров'я людей та навколишнього середовища.

У цьому розділі розглядаються питання, пов'язані з аналізом екологічних ризиків, що виникають при експлуатації дизельних агрегатів, а також розробкою і впровадженням заходів для зниження токсичності і димності вихлопних газів. Подальший зміст розділу присвячено детальному аналізу забруднення навколишнього середовища, яке викликане роботою дизельних двигунів, та визначенню основних факторів цього впливу. Особлива увага приділяється оцінці характеристик шкідливих викидів, їх впливу на екологію та здоров'я населення.

Далі буде розглянуто основні способи зниження токсичності і димності вихлопних газів, що дозволяють мінімізувати негативний вплив дизельних двигунів на навколишнє середовище. Використання сучасних технологій очищення вихлопних газів, оптимізація режимів роботи двигунів і впровадження нових екологічних стандартів сприяють збереженню природних ресурсів та покращенню якості повітря.

Таким чином, представлений розділ має на меті не лише висвітлити існуючі проблеми екологічного забруднення при експлуатації дизеля, а й запропонувати ефективні заходи для їх подолання, що є невід'ємною частиною сучасної політики охорони навколишнього середовища.

5.2.2. Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизельних двигунів

Експлуатація дизельних двигунів магістральних тепловозів є невід'ємною складовою сучасної залізничної транспортної системи, яка забезпечує перевезення вантажів та пасажирів на великі відстані. Однак поряд із високою ефективністю та надійністю цих агрегатів, їх робота супроводжується низкою екологічних проблем, пов'язаних із забрудненням навколишнього середовища. Основними джерелами цього забруднення є вихлопні гази, що містять шкідливі речовини, такі як оксиди азоту, сірки, вуглекислий газ, чадний газ, а також дрібнодисперсні частки сажі.

Дизельні двигуни тепловозів працюють при високих температурах і тисках, що сприяє неповному згорянню палива і утворенню великої кількості шкідливих викидів. Зокрема, оксиди азоту (NO_x) утворюються через інтенсивне окислення азоту в повітрі під впливом високої температури згоряння, а це, у свою чергу, сприяє утворенню озону і вторинних часток, що погіршують якість повітря. Оксиди сірки (SO_x) також є важливою групою шкідливих речовин, які можуть призводити до кислотних дощів та пошкодження рослинності, ґрунтів і водних ресурсів. Крім того, викиди частинок сажі та інших дрібнодисперсних частинок мають негативний вплив на здоров'я людини, викликаючи респіраторні та серцево-судинні захворювання, а також сприяють зниженню видимості в атмосфері.

Інтенсивне використання тепловозів на магістральних маршрутах призводить до накопичення значних обсягів забруднюючих речовин в атмосферному повітрі, особливо в регіонах з підвищеною інтенсивністю залізничного сполучення. Розташування залізничних колій поруч з населеними пунктами підвищує ризик впливу шкідливих викидів на здоров'я населення. Постійне забруднення повітря спричиняє хронічне впливання токсичних речовин на організм, що може виражатися як у збільшенні випадків алергічних реакцій, так і у погіршенні роботи дихальної системи.

Важливим аспектом є також вплив дизельних двигунів на зміну клімату. Викиди вуглекислого газу (CO₂), що є одним із парникових газів, сприяють глобальному потеплінню та зміні кліматичних умов. Хоча транспортний сектор не є єдиним джерелом CO₂, внесок тепловозів у загальну екологічну проблему є суттєвим, враховуючи великий пробіг і тривалість роботи двигунів протягом року. Також варто зазначити, що забруднення ґрунтових та водних ресурсів може відбуватися через випадкові витoki палива або через осідання дрібнодисперсних часток на поверхні, що негативно впливає на екосистеми довкола залізничних колій.

Окрім прямих викидів, важливим чинником є також вплив експлуатаційних режимів тепловозів. Часті запуски та зупинки, різкі зміни навантаження та режиму роботи двигуна сприяють коливанням рівня викидів, що робить моніторинг і прогнозування забруднення більш складним завданням. Особливо це стосується умов експлуатації в холодних регіонах, де первинне підігрівання двигуна призводить до тимчасового збільшення концентрації шкідливих речовин в атмосфері.

Сучасні нормативно-правові документи встановлюють межові значення концентрацій шкідливих речовин у повітрі, що вимагає від операторів залізничного транспорту постійного контролю за станом навколишнього середовища. Відповідно до цих стандартів, здійснюються регулярні вимірювання рівня забруднення повітря в місцях розташування залізничних колій, депо та навколишніх населених пунктів. Результати таких вимірювань дозволяють оцінити екологічний вплив тепловозів та розробити відповідні заходи для його зниження.

В умовах зростаючого екологічного тиску та посилення вимог до збереження навколишнього середовища, важливим напрямом діяльності є модернізація дизельних двигунів магістральних тепловозів з метою зниження їх шкідливих викидів. Використання сучасних технологій очищення вихлопних газів, таких як каталізатори, системи селективного каталізу (SCR) та фільтри частинок (DPF), дозволяє значно зменшити кількість шкідливих речовин, що

потрапляють у атмосферу. Крім того, застосування високоякісного палива та оптимізація режимів роботи двигуна сприяють покращенню процесів згоряння і, як наслідок, зниженню утворення токсичних компонентів.

Таким чином, забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації дизельних двигунів магістральних тепловозів, є багатогранною проблемою, що охоплює як вплив на якість повітря і здоров'я населення, так і вплив на кліматичні процеси. Розуміння механізмів утворення шкідливих викидів, їх розподілу в атмосфері та впливу на екосистеми є необхідною умовою для розробки ефективних заходів щодо зниження негативного впливу тепловозів на навколишнє середовище. Водночас, впровадження сучасних технологій очищення та модернізація експлуатаційних процесів сприяють збереженню екологічного балансу та покращенню якості життя в регіонах, де інтенсивно експлуатуються дизельні тепловози.

5.2.3. Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Сучасна залізнична галузь, зокрема експлуатація дизельних двигунів магістральних тепловозів, стоїть перед необхідністю зниження токсичності та димності відхідних газів, що мають суттєвий вплив на навколишнє середовище та здоров'я людей. Підвищення екологічних вимог, зменшення викидів шкідливих речовин та прагнення до зниження впливу транспортного сектора на зміну клімату стимулюють впровадження сучасних технологій і заходів з очищення вихлопних газів. Основні способи зниження токсичності і димності ґрунтуються як на вдосконаленні технологічних процесів у двигунах, так і на модернізації систем контролю за викидами, що дозволяє досягти значного покращення показників екологічності.

Одним із ефективних підходів є вдосконалення процесу згоряння палива за рахунок оптимізації параметрів двигуна. Сучасні системи управління двигуном дозволяють точно регулювати подачу палива, час запалювання та інші параметри, що забезпечують більш повне згоряння палива. Це сприяє зниженню утворення сажі та інших дрібнодисперсних частинок, що є одними з основних джерел димності. Крім того, використання високоякісного палива

					<i>КРМ.142.6221м.19.05.ПЗ.</i>	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

з низьким вмістом сірки дозволяє зменшити кількість оксидів сірки, які впливають на формування кислотних дощів та пошкодження екосистем.

Важливим технічним рішенням для зниження токсичності відхідних газів є впровадження систем каталізатора очищення вихлопних газів. Сучасні каталізатори, зокрема каталізатори селективного каталізу відновлення (SCR), дозволяють перетворити оксиди азоту в нешкідливу азотну воду або азот, зменшуючи токсичність викидів. Використання даної технології в дизельних двигунах тепловозів сприяє значному зниженню концентрації NO_x , що є важливим показником екологічної ефективності. Крім того, застосування каталізаторів допомагає знизити рівень чадного газу (CO) та інших шкідливих компонентів, що утворюються під час неповного згоряння палива.

Ще одним перспективним методом є встановлення системи фільтрації відхідних газів за допомогою фільтрів частинок (DPF). Ці пристрої ефективно утримують частинки сажі, які безпосередньо впливають на димність вихлопів і можуть викликати респіраторні захворювання. Регулярне очищення або регенерація фільтрів дозволяє підтримувати їх ефективність протягом всього строку експлуатації двигуна, забезпечуючи стабільну роботу системи та мінімізуючи вплив шкідливих викидів на довкілля.

Також слід відзначити роль інноваційних технологій у оптимізації конструкції самих двигунів. Впровадження систем прямого вприскування палива, вдосконалення форми камер згоряння, а також використання мультифорсункових систем сприяють більш рівномірному розподілу палива та оптимальному згорянню. Це не лише покращує паливну ефективність, але й зменшує утворення токсичних речовин, знижуючи як димність, так і загальну токсичність відхідних газів.

Окрім технічних рішень, важливе значення має організаційно-технічний підхід до експлуатації та обслуговування дизельних двигунів. Регулярний моніторинг стану систем очищення вихлопних газів, проведення профілактичних технічних оглядів і своєчасне технічне обслуговування сприяють підтриманню оптимальних умов роботи двигуна. Впровадження

					<i>KPM.142.6221м.19.05.ПЗ.</i>	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		94

сучасних діагностичних систем дозволяє в режимі реального часу відстежувати параметри викидів, що дозволяє оперативно реагувати на відхилення від норми та вживати заходів для їх корекції.

Не менш важливим є і підвищення кваліфікації персоналу, що експлуатує та обслуговує тепловози. Навчання сучасним методам управління двигунами, знання основних принципів роботи систем очищення вихлопних газів, а також розуміння екологічних наслідків неправильного експлуатаційного режиму сприяють впровадженню ефективних заходів зниження токсичності та димності відхідних газів.

У комплексі ці заходи дозволяють суттєво знизити негативний вплив дизельних двигунів магістральних тепловозів на навколишнє середовище. Використання сучасних технологій очищення, оптимізація режимів роботи двигуна, застосування високоякісного палива та систематичний моніторинг викидів забезпечують значне покращення екологічних показників. Таким чином, інтеграція технічних, організаційних та адміністративних заходів сприяє не лише зниженню токсичності і димності відхідних газів, але й створенню більш стійкої та екологічно безпечної залізничної системи, що відповідає сучасним вимогам охорони навколишнього середовища.

5.3. Висновок до розділу

Комплексний підхід до забезпечення охорони праці та збереження навколишнього середовища є ключовим чинником для підтримання високої ефективності виробничих процесів і стабільного функціонування підприємств. Реалізація запропонованих заходів сприятиме не лише зниженню ризиків для здоров'я персоналу та мешканців населених пунктів, але й створенню умов для впровадження сучасних технологій, що відповідають вимогам сталого розвитку. Таким чином, інтеграція технічних, організаційних та екологічних заходів є необхідною для забезпечення безпечної та екологічно чистої експлуатації дизельних двигунів, що є запорукою конкурентоспроможності та надійності сучасної залізничної системи.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У ході виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний аналіз, що включав численні розрахунки, розробки та визначення практично застосовних рішень. Отримані результати свідчать про високий рівень технічної доцільності розроблених заходів і їх потенціал для впровадження у виробничу практику.

Основною метою дослідження було підвищення потужності двигуна типу 12ЧН 26/26. Детальний аналіз показав, що досягнення цього завдання можливе за рахунок встановлення паралельно двох радіальних турбокомпресорів ТРК23. Розроблена технологічна схема систем повітропостачання та газовідводу забезпечує можливість відключення одного з турбокомпресорів при часткових навантаженнях, що сприяє оптимізації роботи двигуна та зниженню експлуатаційних витрат.

Особлива увага була приділена конструктивній проробці газового трубопроводу та впровадженню інноваційної системи управління турбонагнітачем. Завдяки автоматичному регулюванню затвора перепуску стисненого повітря на вхід у турбіну і автоматичному позиціюванню затвора випуску відпрацьованих газів за заданими алгоритмами, розширено область застосування двигуна. Ці заходи дозволяють забезпечити більш стабільну і ефективну роботу агрегата при різних режимах експлуатації.

Заміна одного компресора на два спричинила необхідність вдосконалення конструкції патрубків підводу повітря до охолоджувача наддувного повітря. У результаті було розроблено нове креслення патрубків, яке враховує подачу повітря від двох турбокомпресорів, що дозволяє забезпечити належний рівень охолодження та ефективну роботу системи в цілому.

У розділі, присвяченому забезпеченню безпеки, охороні праці та охороні навколишнього середовища, проведені відповідні розрахунки та викладено заходи, спрямовані на гарантування надійної і безпечної експлуатації як

					КРМ.142.6221м.19.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		96

двигуна, так і всього об'єкта в цілому. Впровадження сучасних технологій та систем моніторингу сприяє створенню умов для зниження ризиків аварійних ситуацій і мінімізації негативного впливу на довкілля.

Економічний аналіз демонструє, що застосування розроблених рішень дозволяє досягти річного економічного ефекту у розмірі близько 2,1 млн грн, а термін окупності інвестицій складає лише 3 місяці. Це підкреслює економічну доцільність і конкурентоспроможність запропонованої технології модернізації.

Таким чином, проведене дослідження підтверджує, що комплексний підхід до модернізації двигуна типу 12ЧН 26/26, що включає технічне удосконалення систем повітропостачання, газовідводу та управління турбонагнітачем, забезпечує суттєве підвищення потужності, ефективності та безпеки роботи агрегата. Отримані результати мають високий практичний потенціал і можуть бути використані для модернізації магістральних тепловозів, сприяючи підвищенню їх експлуатаційних характеристик та зниженню негативно-го впливу на довкілля.

					КРМ.142.6221м.19.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		97

ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Kirkpatrick, A. T. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. 4th ed., John Wiley & Sons, 2020, 656 p.
3. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т.4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
5. Woodyard D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
6. NA Project Guide. Turbocharger. NA Series, 2020.
7. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
8. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
9. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
11. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.