

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: «Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного дизельного двигуна потужністю 2940 кВт для магістрального тепловозу за рахунок вдосконалення системи повітропостачання»

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ Мірошник М. Д.
(підпис)

Керівник роботи: к.т.н, доцент

_____ Гогоренко О. А.
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

*Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Кафедра «Енергетичне машинобудування»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»

_____Нестеренко В. В.

«__» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу

Магістранту Мірошнику Максиму Дмитровичу

Група *61-ТЕМ*маг-19 Інженерно-економічний факультет, заочної форми навчання

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного дизельного двигуна потужністю 2940 кВт для магістрального тепловозу за рахунок вдосконалення системи повітропостачання
(Розглянуто на засіданні кафедри «ЕМ» та затверджено розпорядженням ПФ НУК №46 від 21.09.2020 р.)

Вихідні дані:

Двигун-прототип: 12ЧН 26/26; $N_e = 2940$ кВт; $n = 1000$ хв⁻¹; $g_e = 0,203$ кг/(кВт·год.)

Призначення енергетичної установки, що проектується – головний двигун лоцманського катера.

Паливо – дизельне з $Q_H = 42664,4$ кДж/кг

Об'єкт дослідження, що вдосконалюється чи проектується – система охолодження.

Перелік питань, що повинні бути розглянуті в магістерській роботі:

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вибір об'єкту для встановлення двигуна

1.2. Технічні характеристики, опис конструкції базового двигуна

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

- 3.1 Аналіз існуючих конструкцій деталі або вузла, що розробляються
- 3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції вузла (деталі)
- 3.3 Розрахунки елементів двигуна, що підтверджують працездатність розробки

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

- 4.1 Обґрунтування необхідності модернізації
- 4.2 Розрахунок економічної ефективності

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1 Заходи з охорони праці
- 5.2 Охорона навколишнього середовища
- 5.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів
- 5.4 Розрахунок освітлення в машинному відділенні
- 5.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного (газового) двигуна

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТКИ

Об'єм пояснювальної записки 60...90 аркушів комп'ютерного набору.

Мінімальний об'єм графічної частини проекту не менше 5 аркушів формату А1

В обов'язковому порядку виконується:

1. Поперечний або повздовжній перетин двигуна
2. План машинного відділення судна, електростанції або установки з ДВЗ
3. Креслення складальної одиниці ДВЗ згідно індивідуального завдання
4. Креслення деталей чи вузлів, плакати, таблиці згідно індивідуального завдання
5. Індикаторна діаграма. Схема сил, діючих на КШМ

Термін подання магістерської роботи на кафедру для попереднього розгляду

«___» грудня 2020 р.

Керівник проекту

Завдання прийняв до виконання

_____/ О. А. Гогоренко /
«___» _____ 2020 р.

_____/ М. Д. Мірошник /
«___» _____ 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1. Характеристика тепловоза 2ТЕ116.....	8
1.2. Вимоги, які пред'являються до дизелів, що працюють на тепловозах.....	11
1.3. Режими роботи дизелів на тепловозах.....	13
1.4. Обґрунтування проведення модернізації.....	15
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	16
2.1. Порівняння двигунів-прототипів.....	17
2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	18
2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	18
2.4. Розрахунок робочого циклу.....	20
2.5. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	29
2.6. Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ.....	31
2.7. Висновок по розділу.....	37
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ.....	38
3.1. Вступ.....	39
3.2. Розробка схеми системи повітропостачання та газовідводу.....	39
3.3. Проектування турбокомпресорів для наддуву двигуна.....	48
3.4. Опис спроектованих турбокомпресорів.....	68
3.5. Порядок проведення робіт в разі виходу з ладу турбокомпресора (турбокомпресорів).....	74
3.6. Висновок по розділу.....	76
4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ.....	78
4.1. Обґрунтування необхідності модернізації двигуна.....	79
4.2. Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію модернізованого двигуна.....	81

4.3.	Висновок по розділу.....	83
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО		
	СЕРЕДОВИЩА.....	84
5.1.	Охорона праці.....	85
5.1.1.	Вступ.....	85
5.1.2.	Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванню дизеля.....	85
5.1.3.	Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.....	88
5.1.4.	Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації.....	90
5.1.5.	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал.....	91
5.2.	Охорона навколишнього середовища.....	92
5.2.1.	Вступ.....	92
5.2.2.	Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля.....	92
5.2.3.	Основні способи зниження токсичності і димності вихлопних газів.....	97
	ВИСНОВОК ПО РОБОТІ.....	101
	ЛІТЕРАТУРА.....	102

ВСТУП

Згідно з завданням кафедри ЕМ магістерська робота присвячена розробці системи повітропостачання для двигуна типу 12ЧН 26/26 магістрального тепловозу. В даний час двигуни типу 12ЧН 26/26 мають велике розповсюдження як джерело енергії на об'єктах різного типу: вони застосовуються як тепловозні двигуни, як головні суднові двигуни, як суднові дизель-генератори, як генератори стаціонарних установок. Переважна кількість двигунів типу 12ЧН 26/26 застосовується на залізниці. Сьогодні цей двигун є основним двигуном вітчизняних магістральних тепловозів. Потужність тепловозного двигуна становить 2200 кВт. Прагнення наблизити вітчизняні тепловози до закордонних аналогів, виробництва таких відомих фірм, як ЕМО, United Group Rail, Diesel Locomotive Works, American Locomotive Company (ALCO), Bombardier та ін. призводять до покращення показників екологічності та економічності. Один зі шляхів покращення показників екологічності та економічності є зниження температури наддувного повітря. Знизити температуру наддувного повітря можливо декількома шляхами. А саме: змінити схему систему охолодження на більш ефективну; застосувати теплову холодильну машину; збільшити кількість радіаторних секцій. Саме останній шлях і обирається в дипломному проекті. Для того, щоб габаритні розміри тепловозу 2ТЕ116 залишилися незмінними, пропонується замінити 16-ти циліндровий двигун на аналогічний 12-ти циліндровий, а за рахунок зміни системи повітропостачання збережемо у пропонованому двигуні ту саму потужність, що і традиційного двигуна магістрального тепловозу 2ТЕ116.

Метою та завданням даної роботи є підвищення потужності двигуна при незмінній частоті обертання колінчастого валу, які вирішуються шляхом заміни штатного турбокомпресора 6ТК (ТК-38) на два радіальні турбокомпресора, кожний з яких працює паралельно.

Одночасно з заміною турбокомпресора виникла необхідність конструктивної проробки газового трубопроводу та розробки сучасної системи повіт-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ропостачання, яка розширює області роботи дизеля 12ЧН 26/26 за рахунок автоматичного управління затвором перепуску частини стисненого в компресорі повітря на вхід в турбіну, а також автоматичного позиціонування затвора випуску частини відпрацьованих газів минаючи турбіну за заданими алгоритмами.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VI Міжнародній науково-технічній конференції: Сучасний стан та проблеми двигунобудування (м. Миколаїв, 26-27 листопада 2020 р.) та викладені в матеріалах конференції.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ								
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	1 Загальний розділ				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Студент	Мірошник М.Д.											7	9
Рецензент	Нестеренко В.В.								ПФ НУК ім. адмірала Макарова				
Керівник	Гогоренко О.А.												
Зав. кафедри	Нестеренко В.В.												

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Характеристика тепловоза 2ТЕ116

Тепловоз 2ТЕ116 – вантажний магістральний тепловоз, який вироблявся в СРСР і виробляється сьогодні в Україні на Луганському тепловозобудівному заводі.

На початку 1970 року було передбачено освоєння випуску двосекційних вантажних магістральних тепловозів. Прототипом для створення таких локомотивів став тепловоз 2ТЕ116, який поклав початок будівництва нового сімейства вантажних магістральних тепловозів, перший екземпляр побудували в 1971 р. Магістральний двосекційний тепловоз 2ТЕ116 призначався для водіння вантажних поїздів на залізницях СРСР, сконструйований тепловозобудівним заводом ім. Жовтневої Революції (м. Ворошиловград) в співпраці з заводами: тепловозобудівним ім. Куйбишева (м. Коломна), транспортного машинобудування ім. Малишева, «Електроважмаш» ім. Леніна, «Електромашина» (м. Харків) і галузевими інститутами тепловозобудування і Міністерства колійного сполучення.

Тепловоз 2ТЕ116 складається з двох однакових однокабінних секцій, які керуються з одного (будь-якого) поста кабіни, і з'єднані автозчепленням СА-3. За потреби кожен секцію можна використовувати як окремий тепловоз. Для переходу з секції в секцію в задній стінці секцій наявні двері і перехідний майданчик, закритий резиновим суфле. Все силове і допоміжне обладнання розташоване в кузові, з несучою головною рамою.

Дизель – генератор є найбільш важкою частиною тепловоза, встановлений на головній рамі тепловоза, в її середній частині. Цім досягається більш рівномірне розповсюдження навантажень на колісні пари тепловоза, котрі з'єднані в дві однакові трюхвісні теліжки.

Дизель і тяговий генератор змонтовані на єдиній піддизельній рамі звальної конструкції і з'єднані між собою напівжорсткою пластинчастою муфтою. Дизель типу Д49 належить до уніфікованого ряду ЧН 26/26, що означає

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

–чотирьохтактний з газотурбінним наддувом, діаметр циліндра і хід поршня 260 мм. Управління дизелем – електричне, дистанційне за допомогою встановлених на регуляторі дизеля чотирьох електромагнітів. Електромагніти отримують живлення від контроллера машиніста.

Всі вісі тепловоза рухомі. На вісі кожної колісної пари підвішений тяговий електродвигун, який через зубчасту передачу приводить її до обертання.

Для приводу агрегатів допоміжного обладнання потужність від валу дизеля відбирається через передній і задній редуктори. З переднім редуктором пов'язаний гальмовий компресор та два шинних агрегата, які складається зі збудника, живлячого обмотку головних полюсів головного генератора, та допоміжного генератора, який на тепловозі є джерелом низької (75 В) напруги для ланок керування, освітлення та ін. Від заднього редуктора через гідроредуктор приводиться вентилятор охолоджуючого пристрою (холодильника). Вентилятор просмоктує повітря через радіатори для охолодження води і масла, які складаються з окремих секцій. Секції розташовані в два яруси з обох боків шахти холодильника.

Між кабіною та машинним приміщенням по обидва боки від центральних дверей розміщені високовольтні камери, в яких розміщена більша частина електричних апаратів тепловоза.

З обох сторін дизеля під полом розташовані елементи акумуляторних батарей, котрі використовують для пуску дизеля.

Запас палива зберігається в баку, підвішеному до головної рами в середній її частині. Повітря для дизеля засмоктується з атмосфери і нагнічується в його циліндри турбокомпресором. Відпрацьовані гази відводяться через турбіну компресора, глушник, які знаходяться на протилежному від генератора торці дизеля, та випускні патрубки на криші кузова в атмосферу.

Головний генератор, в обмотках якого при роботі виділяється велика кількість тепла, охолоджується повітрям від спеціального вентилятора.

Для охолодження тягових електродвигунів слугують вентилятори, які приводяться до обертання від валу дизеля відповідно через передній та задній редуктори. Кожний вентилятор подає повітря в три двигуни однієї теліжки. Повітря підводиться до двигунів по каналам в рамі тепловоза, а потім по гнучким брезентовим рукавам.

Запаси палива складають 2×7000 кг, води – 2×1250 кг, масла в системі дизеля 2×1000 кг. Тепловоз має такі габарити: найбільша висота від головки рейки (без урахування антен) – 5104 мм, найбільша ширина по виступаючим частинам (без урахування дзеркал) – 3080 мм, відстань між осями автосцепок – 2×18150 мм.

Кузов тепловоза 2ТЕ116 спроектований на базі кузова з несучою рамою тепловоза ТЕЗ. Він складається з п'яти частин: головної рами, кабін машиніста, проставки, кузова над дизелем і холодильної камери.

Дизель – генератор, що є найважчою частиною тепловоза, розташований на головній рамі тепловоза, в її середній частині. Цим досягається більш рівномірний розподіл навантажень на колісні пари тепловоза, які з'єднані в два однакові тривісні візки.

Основою кузова над дизелем є каркас, що складається з гнутих і катаних профілів. До каркаса зовні приварені сталеві листи (обшивка) завтовшки 1,5...2,5 мм.

Кузов складається з двох частин. Верхня частина – знімна. Вона включає частину бічних стінок з кришею. Нижня частина – незнімна, приварюється до головної рами тепловоза. При знятій верхній частині кузова над дизелем забезпечується зручний монтаж і демонтаж дизель – генератора і інших вузлів.

На криші знімної частини передбачено три люки для ремонту, монтажу і демонтажу вузлів. На знімній частині кузова над дизелем є вікна, стекла яких кріпляться гумовою вставкою. По два вікна з кожної сторони кузова відкидні на петлях. Є отвори для установки повітряних фільтрів дизеля і го-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ловного генератора. В середині каркаса на приварених шпильках укріплені дерев'яні бруски (внутрішня обшива). Пол в дизельному приміщенні виготовлений із сталевих рифлених листів.

Холодильна камера своєю основою приварена до рами тепловоза і складається з двох частин: шахти холодильника і другої частини, утворюючої продовження дизельного приміщення в зоні між дизелем і шахтою холодильника.

Від заднього редуктора через гідроредуктор приводиться вентилятор охолоджуючого пристрою (холодильника). Вентилятор просмоктує повітря через радіатори для охолодження води і масла, що складаються з окремих секцій. Секції радіаторів встановлені в два яруси у бічних отворах шахти холодильної камери. З правої сторони шахти холодильної камери встановлені секції радіаторів для охолодження наддувочного повітря, а зліва – для охолодження води дизеля. Вода підводиться до верхніх колекторів, а відводиться з нижніх.

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

Питома маса дизеля обмежується на тепловозі допустимим навантаженням від колісної пари на рейки і складає, за даними практики, приблизно 15...18 % маси тепловоза. Приймаючи навантаження від колісної пари на рейки для внутрішніх залізниць 200...250 кН, по дослідженнях ВНІІ, питому масу дизелів слід обмежувати 6,1...6,8 кг/кВт для агрегатних потужностей 3000 кВт і 4,75...5,5 кг/кВт для потужностей 4500 кВт і вище.

Висока паливна ефективність на всіх експлуатаційних режимах – найважливіша вимога до дизеля [витрата палива 200...205 г/(кВт·ч) і масла 1,4...1,8 г/(кВт·ч)]. Стійка і економічна робота на холостих ходах і малих навантаженнях, перехідних режимах без викиду палива, розрідження масла паливом, підвищеного закоксування і т.п. Для чотирьохтактних дизелів доцільна реалізація можливості відключення подачі палива і повітря (з припинен-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ням газообміну з навколишнім середовищем) на холостому ходу і малих навантаженнях (до 40 % максимальної потужності) половини циліндрів. Бажана можливість роботи на різних сортах палива широкого фракційного складу, у тому числі з підвищеним вмістом сірки, на природному газі, синтетичних паливах та ін.

Рівень автоматизації управління, захисту і регулювання повинен відповідати четвертому ступеню (ГОСТ 14228 – 80). Тепловий стан дизеля (по воді і маслу) на всіх режимах експлуатації повинен бути стабільним, а рівень діагностуємості у відповідності з ГОСТ 2041 – 75 як для дизеля в цілому, так і основних змінних агрегатів і деталей.

Дизель повинен надійно працювати в різних умовах при температурах навколишнього повітря ± 40 °С, висоті над рівнем моря до 2000 м, вогкості до 70 % за умови обліку впливу навколишнього середовища на потужність, витрату палива і робочий процес. При тривалих стоянках, характерних для умов роботи дизелів тепловозів, слід забезпечувати: скорочення до мінімуму роботи дизеля на холостому ходу для підтримки його теплового режиму; можливість незалежності і одночасної роботи підігрівача і дизеля; дистанційне керування; безвідмовний пуск в хід з будь-якого положення, як в гарячому, так і холодному стані.

Велику увагу необхідно приділити також питанням взаємодії людини і машини, комплексу ергономічних показників, забезпеченню норм гігієни праці і техніки безпеки. Для зниження рівня шуму і вібрації у відповідності з ГОСТ 12.1.003 – 83 необхідне можливо повне урівноваження всіх мас, що обертаються і поступально рухаються, відсутність заборонених критичних зон частоти обертання на експлуатаційних режимах роботи шляхом застосування демпфуючих пристроїв, а також установки дизеля на віброізолюючі амортизатори. У зв'язку з проблемою захисту навколишнього середовища важливе значення матимуть вимоги мінімальної токсичності (ГОСТ 24585 – 81) і димності випускних газів (ГОСТ 24028 – 80).

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3. *Режими роботи дизелів на тепловозах*

Характеристикою двигунів називається залежність величин, що характеризують роботу двигуна, від параметрів, що визначають режим його роботи. Залежно від виду величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, к.к.д., температури відпрацьованих газів та ін. Параметри, визначальні режими роботи двигуна, це – частота обертання колінчастого валу, встановлювана машиністом в процесі управління тепловозом, і подача палива на цикл, визначена положенням регулюючого органу – рейки паливного насоса.

Точка А (рис. 1.1) характеризує номінальний режим роботи двигуна. Через цю точку можна провести безліч можливих характеристик роботи двигуна. Розрізняють наступні характеристики роботи двигунів тепловозів:

- а) при постійній частоті обертання колінчастого валу і навантаженні (ефективної потужності), що змінюється, – *характеристики навантажень*.
- б) при постійній максимальній цикловій подачі палива, відповідній режиму номінальної (максимальної) потужності двигуна, – *зовнішня характеристика*.
- в) при заданій схемі настройки генератора від частоти обертання називається *тепловозною (генераторною) характеристикою*.
- г) при мінімальних для всіх частот обертання колінчастого валу значеннях питомої ефективної витрати палива – *економічна характеристика*.
- д) при максимально допустимій температурі деталей циліндропоршневої групи (головним чином днища поршня в самій нагрітій точці) – *обмежувальна характеристика*.

Перераховані характеристики відповідають стаціонарним (сталим) режимам роботи двигуна за нормальних атмосферних умов і незмінних температур охолоджуючих теплоносіїв (води і масла). В цих умовах відбувається їх отримання на стендах заводів – виробників.

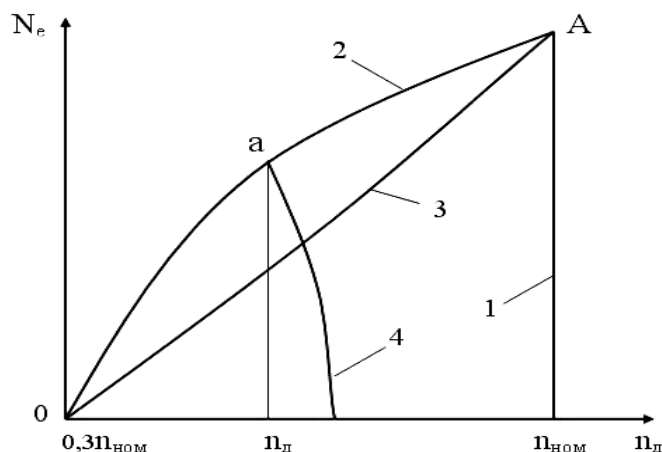


Рис. 1.1. Характеристики роботи тепловозних дизель – генераторів: 1 – навантаження; 2 – зовнішня; 3 – тепловозна (генераторна); 4 – регуляторна.

За умов експлуатації тепловоз має різні за тривалістю зупинки в дорозі, під час яких необхідно підтримувати тиск повітря в гальмовій магістралі і роботу допоміжного генератора для підзаряду акумуляторних батарей. Враховуючи, що, окрім компресора і допоміжного генератора, потужні дизелі тепловозів постійно приводять в обертання також вентилятори тягових двигунів та інші допоміжні механізми, потужність дизелів на режимі так званого холостого ходу тепловоза складає приблизно 50 % загального часу експлуатації. В зимових умовах час роботи дизелів тепловозів на холостому ходу істотно збільшується із – за необхідності постійної підтримки певного рівня температур води, масла і палива в баках, трубопроводах і агрегатах тепловоза.

Статистичні дані по роботі дизелів тепловозів на режимах холостого ходу як під час руху, так і в період прогріву при стоянках (на тракційних шляхах в депо), показують, що витрата палива складає до 16 % загальної витрати палива. Робота дизелів на малих навантаженнях також складає значну частину експлуатаційних режимів.

При перехідних процесах, характерних для експлуатації дизелів тепловозів, параметри роботи двигуна значно відрізняються від сталих. Дані характеристики не охоплюють і таких допоміжних режимів роботи двигуна, які

відповідають значній частині (до половини) загального часу експлуатації дизелів, як режими холостого ходу. Важливі і пускові режими роботи дизелів тепловозів, бо при секціонуванні тепловозів виникає необхідність відключення окремих дизелів, що пов'язано із збільшенням числа пусків і зупинок.

1.4. Обґрунтування проведення модернізації

Метою даної роботи є прагнення за рахунок зміни системи повітропостачання проектного двигуна типу 12ЧН 26/26 підвищити його потужність до 2200 кВт і тим самим замінити двигун 16ЧН 26/26 який донині застосовується на тепловозах 2ТЕ116. 12-ти циліндровий двигун має меншу довжину ніж 16-ти циліндровий, а це дає можливість розміщення більшої кількості радіаторних секцій і можливість більш глибокого охолодження наддувного повітря.

Так зменшення температури наддувного повітря з 90 °С, при нинішній існуючій схемі охолодження, до 55...60 °С, після збільшення кількості радіаторних секцій, дозволить знизити питому ефективну витрату палива. По статистичним даним на кожні 10 °С зниження температури наддувного повітря витрата палива зменшується на 2...2,5 гр/(кВт·год). Крім зниження питомої ефективної витрати палива, зниження температури наддувного повітря приводить до понизити і викид токсинів, зокрема NO_x, у відпрацьовані газу приблизно на 10 % при зниженні температури повітря в циліндрі на кожні 10 °С.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ					
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата						
Студент		Мірошник М.Д.			2 Конструкторський розділ		Літ.	Аркуш	Аркушів	
Рецензент		Нестеренко В.В.							16	22
Керівник		Гогоренко О.А.					ПФ НУК ім. адмірала Макарова			
Зав. кафедри		Нестеренко В.В.								

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Порівняння двигунів-прототипів

Порівняння модифікацій дизеля типу Д49 з зарубіжними тепловозними дизелями однакової бистрохідності та рівня форсировки (табл. 2.1.) показує, що дизелі типу Д49 не поступаються кращим зразкам зарубіжних за економічністю, витратою металу та габаритним розмірам.

Таблиця 2.1.

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого вала, об/хвил	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН26/26	4410	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН26/26	2940	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН26/26	3500	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49, 12ЧН26/26	2210	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49, 8ЧН26/26	880	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик РКСТ, 16ЧН25,4/30,5	2580	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	1765	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер 16LVA, 16ЧН24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	-	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16T, 16ЧН22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Порівняння показників дизелів типу Д49 з тепловозними дизелями, що застосовуються у вітчизняному тепловозобудуванні, також вказує на перевагу дизелів типу Д49 по витратам мастила, металоємкості і підтверджує еко-

номічну доцільність та ефективність їх використання на залізничному транспорті.

2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 12ЧН 26/26 проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В.І.

2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (максимально можлива температура, яка притаманна нашій місцевості).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови) [6].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [6]. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 200$ мм та $\varepsilon = 15$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,2$ [6]. Приймаємо $\alpha = 2,1$.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [6].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,75 \dots 0,90$; $\xi_b = 0,86 \dots 0,98$; [6].

Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [6]. Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для ДВЗ без наддуву [6].

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [6]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_c < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [6]. Приймаємо $\eta_m = 0,86$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа [6].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 780$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [6].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,6$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4-х тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [6].

2.4. Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ЕМ. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.2., а індикаторна діаграма зображена на рис. 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 скручення 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	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
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):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння 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 адіабати 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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.83053$$

$$b_z = 0.00302$$

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:



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

звідки: $T_z = 1904.042$

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 $v/v_c = \varepsilon_x$ - 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

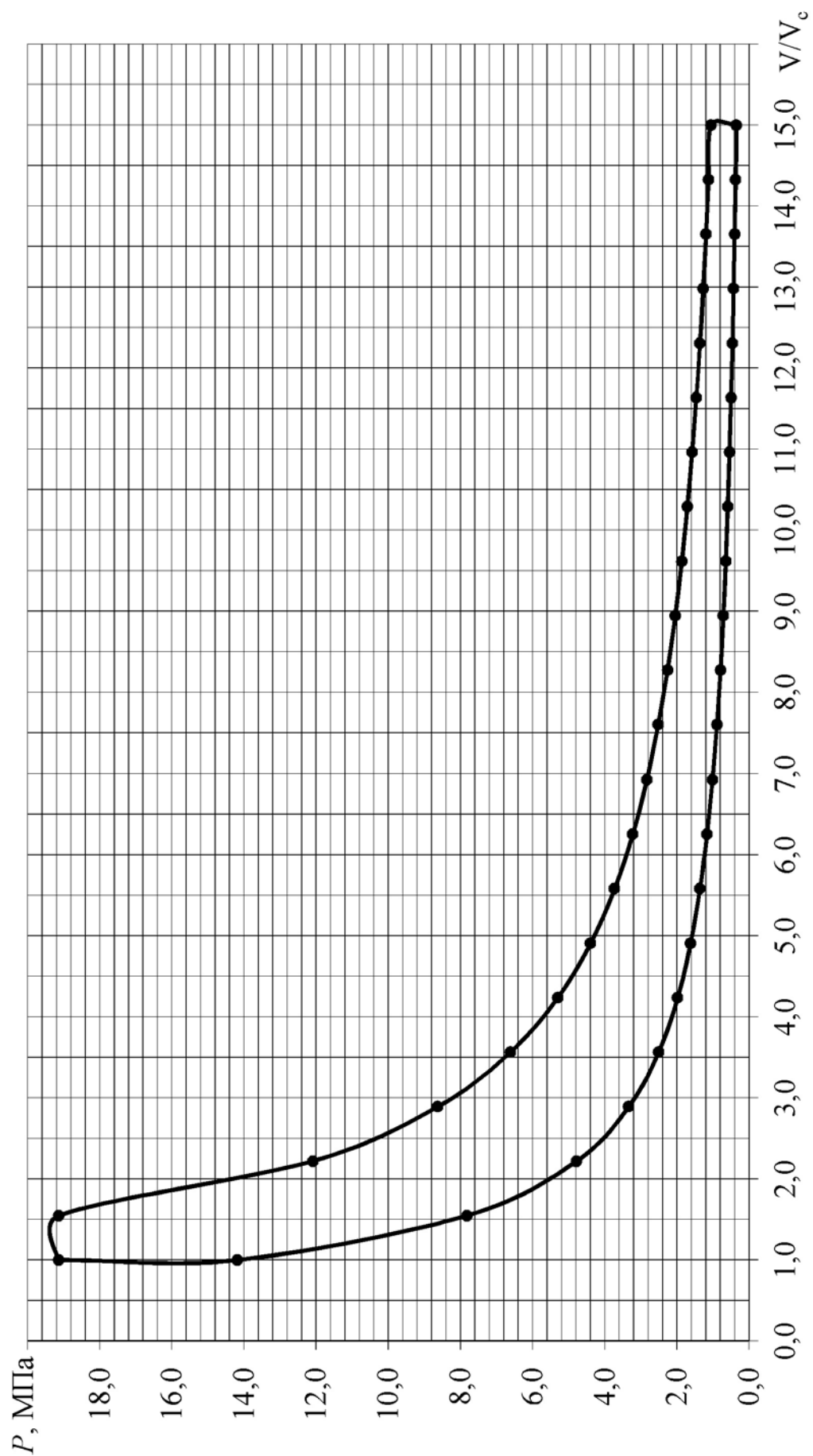


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 26/26

2.6. Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

$$P = P_g + P_j$$

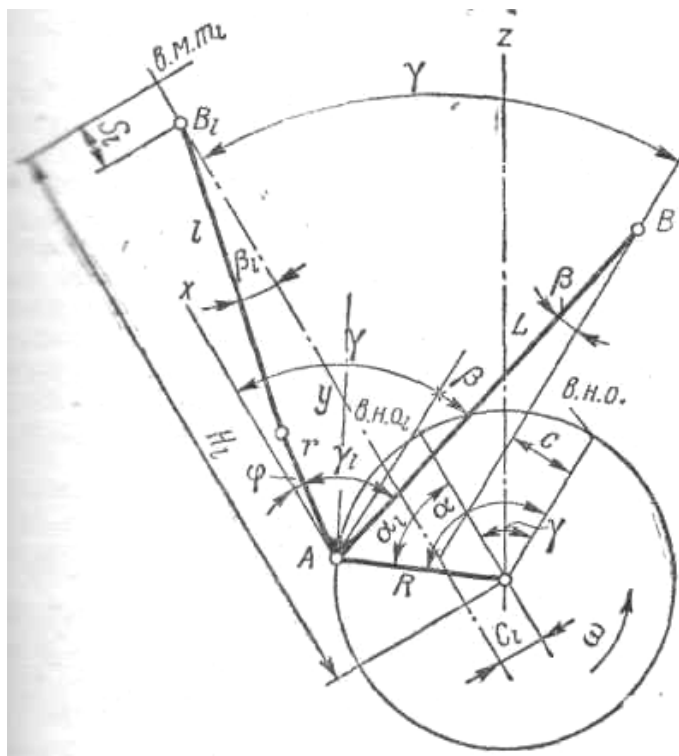


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

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

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

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

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R - по його радіусі.

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

Сила T створює крутний момент двигуна:

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

що через колінчатий вал передається споживачу. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком:

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

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним – негативними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначають по рівнянню:

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

Як масу m_n беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем

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

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куті повороту колінчатого вала.

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 вала $360/i$60°

Розрахунок динаміки зроблений на ПК. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3. були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , дивись рис. 2.3, 2.4.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,3670	-1,3899	-1,0229	0,0000	-1,0229	0,0000
15	0,3670	-1,3184	-0,9514	-0,0518	-0,9056	-0,2963
30	0,3670	-1,1154	-0,7484	-0,0790	-0,6086	-0,4426
45	0,3670	-0,8122	-0,4452	-0,0669	-0,2675	-0,3621
60	0,3670	-0,4537	-0,0867	-0,0160	-0,0295	-0,0831
75	0,3670	-0,0884	0,2786	0,0577	0,0164	0,2841
90	0,3670	0,2412	0,6082	0,1306	-0,1306	0,6082
105	0,3670	0,5062	0,8732	0,1809	-0,4007	0,7966
120	0,3670	0,6949	1,0619	0,1964	-0,7011	0,8215
135	0,3670	0,8122	1,1792	0,1771	-0,9590	0,7086
150	0,3670	0,8742	1,2412	0,1310	-1,1404	0,5071
165	0,3670	0,9006	1,2676	0,0690	-1,2423	0,2614
180	0,3670	0,9074	1,2744	0,0000	-1,2744	0,0000
195	0,3520	0,9006	1,2526	-0,0682	-1,2276	-0,2583
210	0,3712	0,8742	1,2453	-0,1315	-1,1442	-0,5088
225	0,4068	0,8122	1,2190	-0,1830	-0,9914	-0,7326
240	0,4661	0,6949	1,1610	-0,2147	-0,7665	-0,8981
255	0,5624	0,5062	1,0686	-0,2214	-0,4904	-0,9749
270	0,7222	0,2412	0,9634	-0,2069	-0,2069	-0,9634
285	1,0007	-0,0884	0,9123	-0,1890	0,0536	-0,9301
300	1,5220	-0,4537	1,0683	-0,1976	0,3630	-1,0239
315	2,5901	-0,8122	1,7779	-0,2670	1,0684	-1,4459
330	4,9563	-1,1154	3,8409	-0,4055	3,1236	-2,2717
345	9,7781	-1,3184	8,4597	-0,4605	8,0522	-2,6343
360	13,7955	-1,3899	12,4056	0,0000	12,4056	0,0000
375	19,1430	-1,3184	17,8246	0,9702	16,9661	5,5505
390	12,8120	-1,1154	11,6966	1,2350	9,5121	6,9178
405	6,9790	-0,8122	6,1668	0,9260	3,7058	5,0153
420	4,2428	-0,4537	3,7890	0,7008	1,2876	3,6318
435	2,8653	-0,0884	2,7769	0,5752	0,1631	2,8312
450	2,1116	0,2412	2,3528	0,5054	-0,5054	2,3528
465	1,6708	0,5062	2,1770	0,4510	-0,9990	1,9861
480	1,4013	0,6949	2,0963	0,3877	-1,3839	1,6216
495	1,2339	0,8122	2,0461	0,3072	-1,6641	1,2296
510	1,1323	0,8742	2,0065	0,2119	-1,8436	0,8198
525	1,0776	0,9006	1,9782	0,1077	-1,9387	0,4080
540	1,0603	0,9074	1,9678	0,0000	-1,9678	0,0000
555	0,3520	0,9006	1,2526	-0,0682	-1,2276	-0,2583
570	0,3520	0,8742	1,2262	-0,1295	-1,1266	-0,5010
585	0,3520	0,8122	1,1642	-0,1748	-0,9468	-0,6996
600	0,3520	0,6949	1,0469	-0,1936	-0,6912	-0,8099
615	0,3520	0,5062	0,8582	-0,1778	-0,3938	-0,7829
630	0,3520	0,2412	0,5932	-0,1274	-0,1274	-0,5932
645	0,3520	-0,0884	0,2636	-0,0546	0,0155	-0,2688
660	0,3520	-0,4537	-0,1017	0,0188	-0,0346	0,0975
675	0,3520	-0,8122	-0,4602	0,0691	-0,2766	0,3743
690	0,3520	-1,1154	-0,7634	0,0806	-0,6208	0,4515
705	0,3520	-1,3184	-0,9664	0,0526	-0,9199	0,3009
720	0,3520	-1,3899	-1,0379	0,0000	-1,0379	0,0000

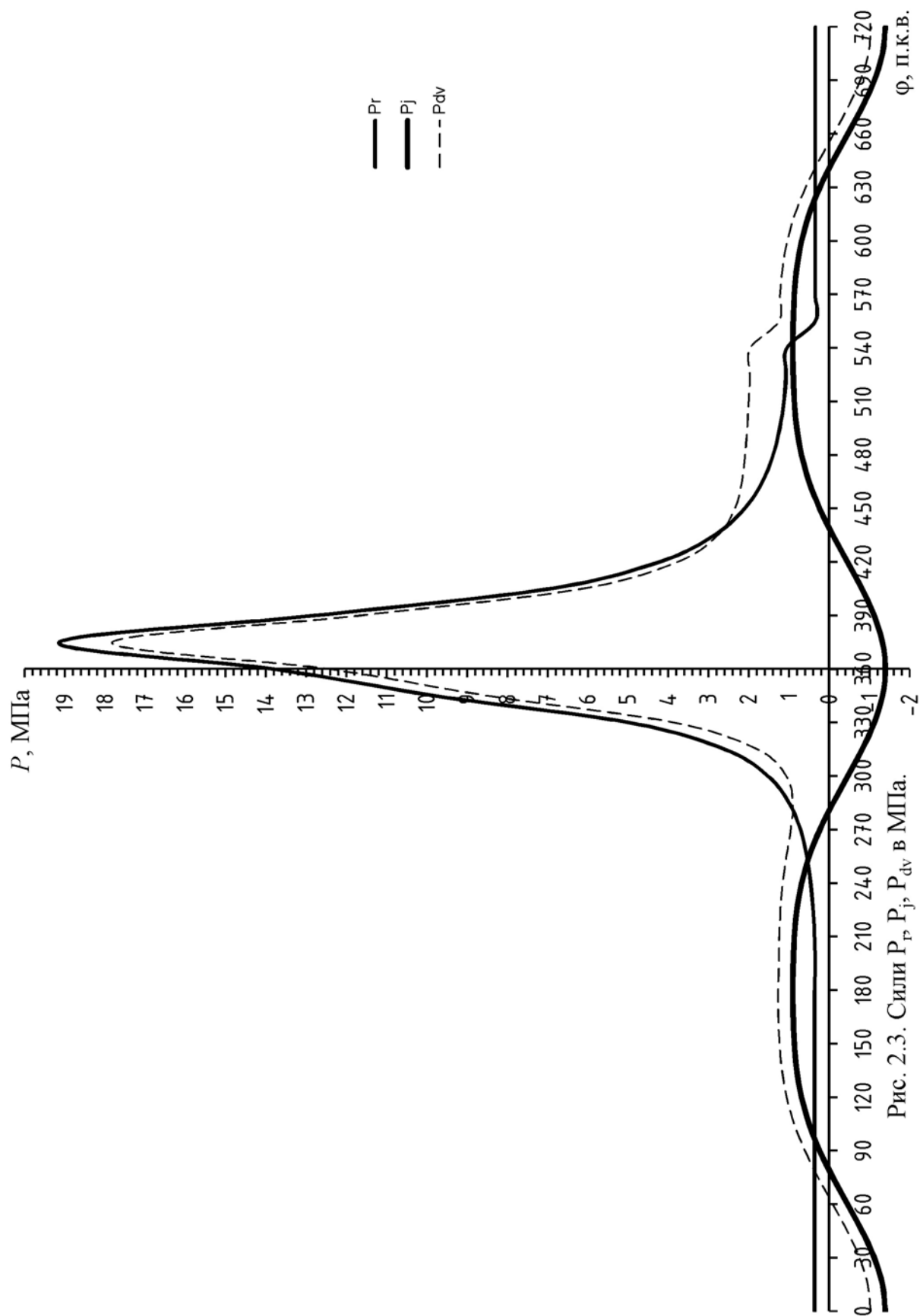


Рис. 2.3. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ , П.К.В.

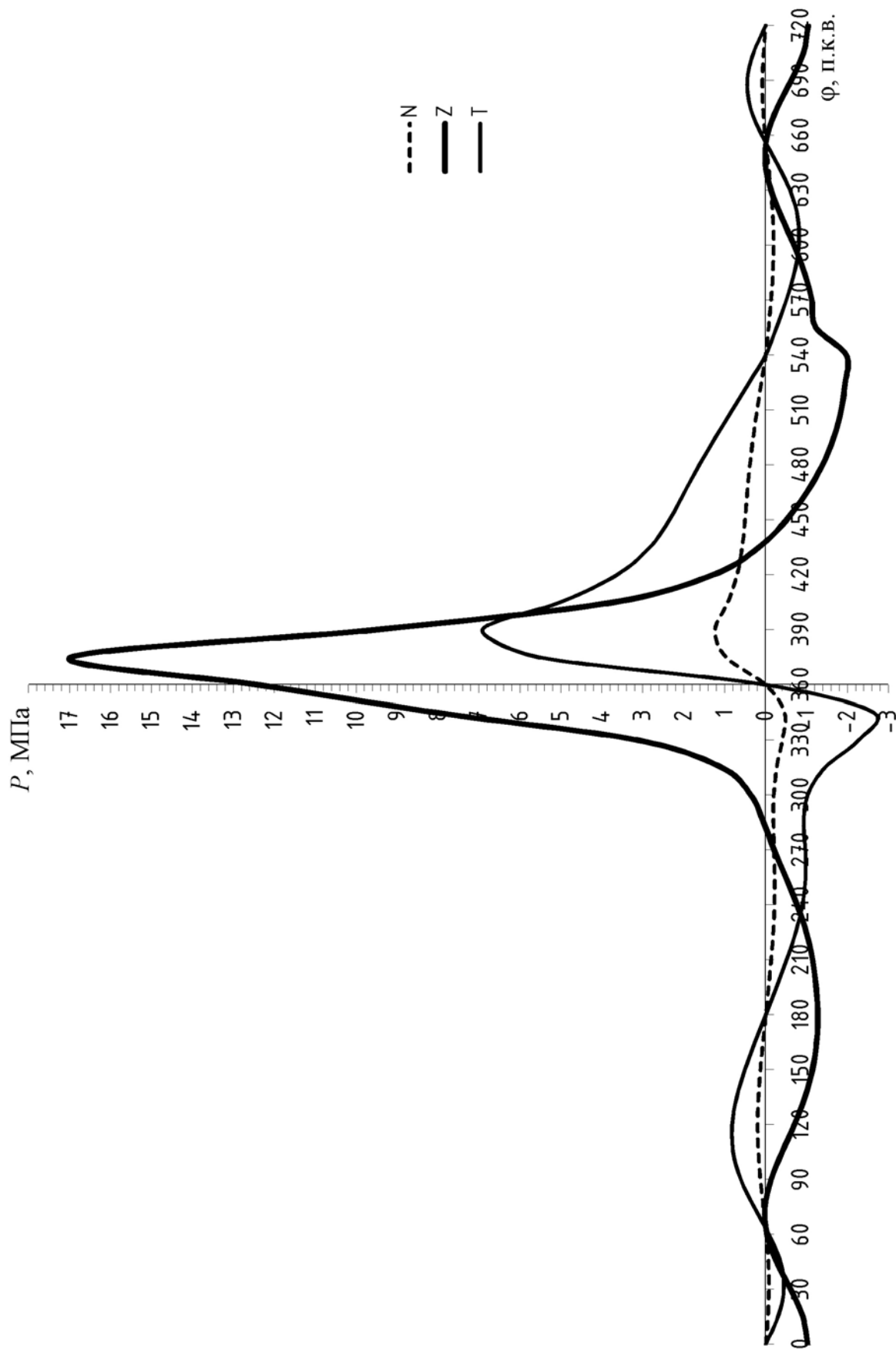


Рис. 2.4. Сили N, Z, T в МПа

2.7. Висновок по розділу

Індикаторні показники двигуна при проведенні модернізації системи повітропостачання дозволили наблизити двигун 12ЧН 26/26 до кращих світових аналогів: $P_i = 2,476$ МПа, $b_i = 0,175$ кг/(кВт·год). Максимальний тиск згоряння змінився, він став більший, тому сили, які діють на деталі остова і КШМ дизеля теж змінилися і деталі піддаються навантаженням і зусиллям більшим, ніж у двигуні прототипі. Саме тому необхідно провести розрахункову перевірку основних деталей руху КШМ на міцність.

Дана методика розрахункового циклу не відображає зв'язку між питомою ефективною витратою палива та можливим зниженням температури наддувного повітря в ресивері двигуна, оскільки вони пов'язані між собою складними залежностями. Тому про зміну питомої ефективної витрати палива можна говорити лише на підставі емпіричних даних, які свідчать про те, що при зниженні температури в ресивері двигуна на кожні 10 °С – витрата палива зменшується на 2...2,5 гр/(кВт·год). Це означає, що при температурі наддувного повітря 60 °С в ресивері двигуна проти 90 °С (при температурі навколишнього середовища 40 °С) ми матимемо питому ефективну витрату палива на рівні $b_e = 0,196...0,197$ кг/(кВт·год), а не 0,203 кг/(кВт·год) як пораховано за методикою Гриневецького В. І. Поліпшені ефективні показники двигуна дозволили одержати більш високий механічний ККД двигуна. Вдосконалення системи повітропостачання дозволило підняти механічний ККД двигуна до 0,86 проти 0,84 у двигуна прототипу. У зв'язку з тим, що температура в ресивері ймовірно знизиться до 60 °С (за рахунок додання місця в машинному відділенні для розміщення додаткових радіаторних стійок), то і вміст шкідливих домішок у вихлопних газах теж зменшився, зокрема вмісту NO_x стане менше приблизно на 30 %.

Така витрата палива і показники екологічності роблять двигун конкурентним на вітчизняних ринках і за кордоном, а також таким, що відповідає міжнародним стандартам екологічності.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ								
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	3 Науковий розділ				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Студент	Мірошник М.Д.											38	40
Рецензент	Нестеренко В.В.								ПФ НУК ім. адмірала Макарова				
Керівник	Гогоренко О.А.												
Зав. кафедри	Нестеренко В.В.												

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1. Вступ

Збільшення потужності дизеля типу Д49 є актуальним питанням, тому що це дає більш широкі можливості для його використання: зменшує питому ефективну витрату палива і, як наслідок, підвищує його конкурентоспроможність. Збільшена потужність дизеля дозволить замінити ним 16-ти циліндровий двигун такої ж потужності. В свою чергу розміщення в машинному відділенні тепловоза двигуна, що має зменшені габарити дозволить більш ефективно використовувати приміщення машинного відділення. Наприклад, додаткове місце може бути виділено для розміщення радіаторних стійок. Це дозволить більш ефективно охолоджувати наддувне повітря і як результат – покращення показників економічності і екологічних параметрів модернізованого двигуна.

Збільшення потужності двигуна може бути досягнуто шляхом збільшення об'єму циліндрів, що призведе до збільшення розмірів двигуна. Можна збільшити число обертів колінчатого валу, що спричинить за собою збільшення сил інерцій двигуна, а також значно впливатиме на його ресурс та ресурс генератора. Щоб не змінювати конструкцію двигуна основне завдання дипломного проекту – проектування нової системи повітропостачання – буде вирішуватися за рахунок застосування двох компресорів ТКР23 зміненої конструкції, що призведе до підвищення тиску наддуву і збільшення потужності прототипу дизеля майже на 30 %.

3.2. Розробка схеми системи повітропостачання та газовідводу

Для того, щоб схема системи повітропостачання, яка складається з двох паралельно працюючих турбокомпресорів працювала у всьому діапазоні режимів роботи тепловозного двигуна слід передбачити можливість відключення одного з компресорів на певних режимах роботи двигуна. Для суднових двигунів така схема реалізації систем газовідводу і повітропостачання

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

має назву реєстрового наддуву. Особливої конфігурації набуває газовий трубопровід (рис. 3.1).

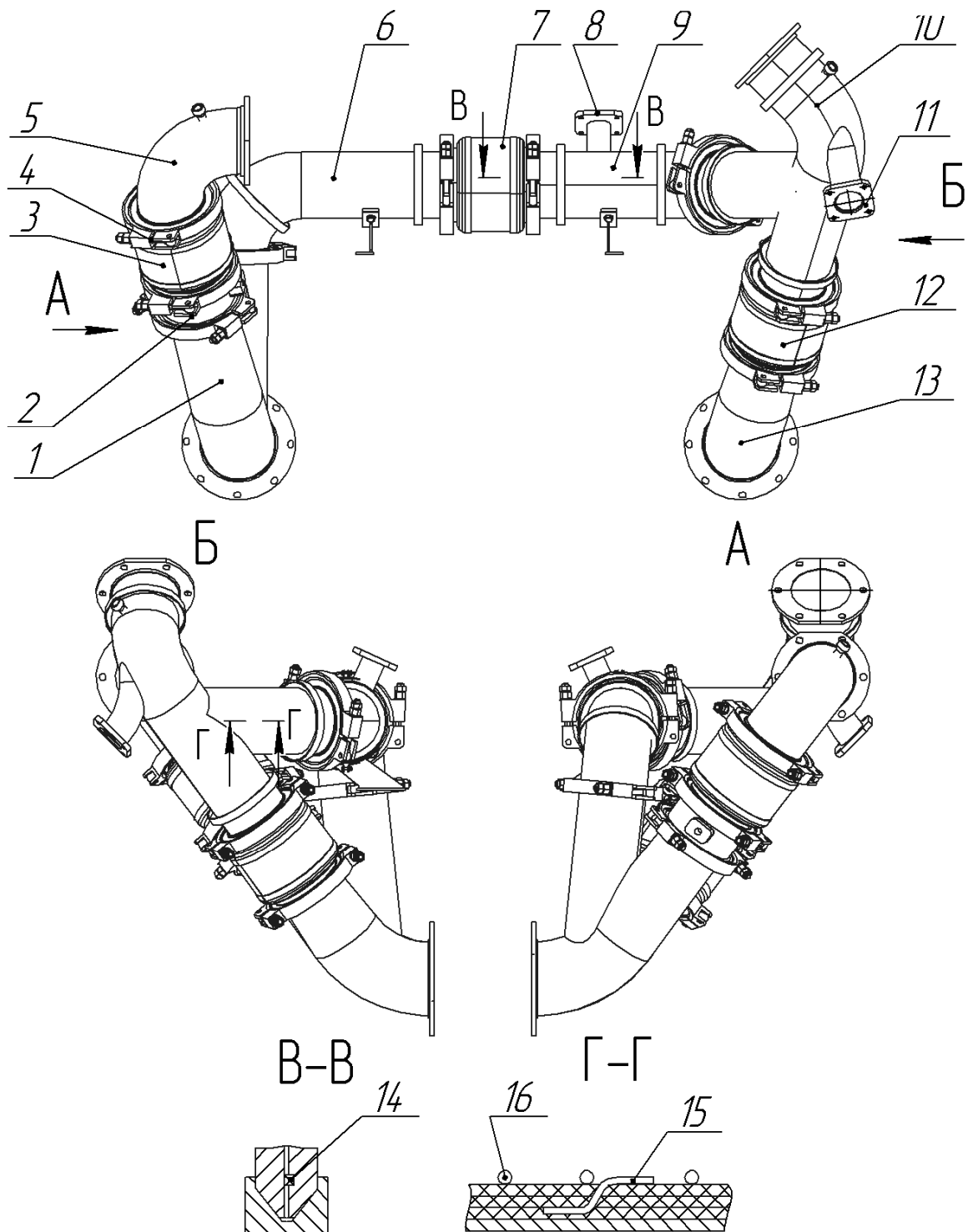


Рис. 3.1. Трубопровід газовий: 1, 5, 6, 9, 8, 10, 11, 13 – патрубки; 2 – газова заслінка; 3, 7, 12 – компенсатори; 4 – хомути; 14 – спіральньо-навиті прокладки; 15 – крючки; 16 – проволочка

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ

Лист

40

Така конструкція газового трубопроводу дозволяє відключати один турбокомпресор на часткових навантаженнях дизеля.

Газовий трубопровід неохолоджуваного типу складається з патрубків 1, 5, 10, 13, компенсаторів 3, 12 і обвідного трубопроводу з патрубками 6, 9 і компенсатором 7. У правій частині газового трубопроводу встановлена газова заслінка 2, яка перекриває доступ газу до турбокомпресора правого ряду. В цьому випадку відпрацьовані гази з обох колекторів надходять в турбокомпресор лівого ряду. З'єднання елементів газового трубопроводу здійснюється за допомогою Хомутів 4 з конічною робочою поверхнею. Ущільнення стиків проводиться спіральними-навитими прокладками 14. Компенсатори 3, 7, 12 сильфонного типу поглинають теплові розширення елементів газового трубопроводу. Патрубки 8 і 11 призначені для роботи в складі системи управління турбонагнітачем. Для зниження теплових втрат і температури зовнішніх поверхонь, деталі газового трубопроводу покриті ізоляцією з термостійкої тканини, яка зміцнюється за допомогою гачків 15 і дроту 16. Зовні ізоляція захищена від пошкодження кожухами (умовно не показані) з внутрішнім теплоізоляційним шаром.

Заслінка газова (рис. 3.2) призначена для відключення одного турбокомпресора шляхом припинення подачі газу в нього на певних режимах роботи дизеля і злиття потоку газів рядів А і В дизеля і подачі в відключається турбокомпресор.

Газова заслінка складається з охолоджуваного (порожнина А) корпусу 13, поворотної осі 12 із закріпленою на ній заслінки 8 з жароміцної сталі, і встановленої на ній шестернею 3.

Поворотна заслінка центрується щодо корпусу за допомогою спеціальних натискних болтів 4 і 10, через кульки 9 поглиблені в торцях осі 12 і болтів 4 і 10, після центрування положення заслінки фіксується контргайками 11. Нажимной болт 4 встановлений в пружну пластинку 6, яка компенсує теплові розширення системи корпус - вісь. Поворот заслінки з положення «від-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

крито» в положення «закрито» і навпаки здійснюється сервомотором 1 за допомогою шестерні 3.

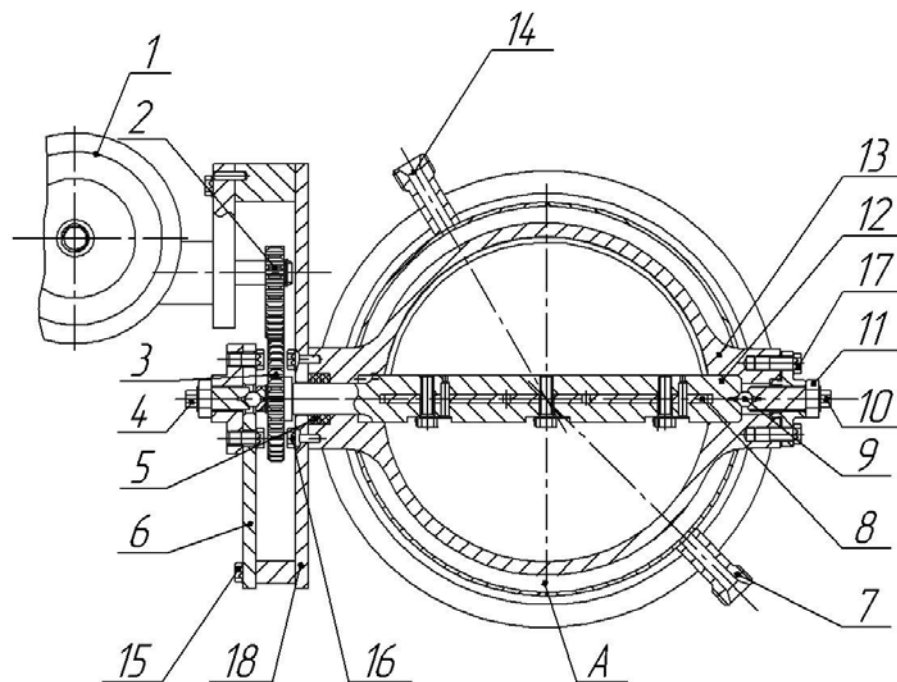


Рис. 3.2. Заслінка газова (повітряна): 1 - сервомотор; 2 - вісь сервомотора; 3 - шестірні зубчасті; 4, 10 - болти; 5 - графлексні кільця; 6 - пластина; 7, 14 - штуцери підведення і відведення води; 8 - заслінка; 9 - інсталяційний кулька; 11 - контргайка; 12 - вісь; 13 - корпус; 15, 16, 17 - болти; 18 - підстава; А - порожнину

Щоб уникнути прориву газів вісь заслінки ущільнюється спеціальними графлексовими кільцями 5.

Охолодження корпусу газової заслінки здійснюється охолоджувальною рідиною з системи охолодження дизеля (внутрішній контур), яка подається в порожнину А через штуцер 7 і відводиться через штуцер 14.

Заслінка повітряна (див. рис. 3.2) призначена для відключення турбокомпресора (того, до якого припинена подача газу при закритій газовій заслінці) шляхом перекриття її повітряного каналу до охолоджувача наддувального повітря.

Повітряна заслінка відрізняється від газової корпусом 13, у якого відсутня охолоджувальна порожнину А зі штуцерами 7 і 14. Інші деталі, їх призначення і принцип дії відповідають газовій заслінці.

Слід подбати про систему управління турбонагнітачем, яка повинна розширити області роботи дизеля типу 12ЧН 26/26 за рахунок автоматичного управління затвором перепуску частини стисненого в компресорі повітря на вхід в турбіну, а також автоматичного позиціонування затвора випуску частини відпрацьованих газів минаючи турбіну за заданими алгоритмами. Система встановлюється на турбокомпресорі, який відключається (ряд А).

Відкриття затвора перепуску повітря з виходу компресора на вхід турбіни забезпечується за сигналом від блоку управління при виконанні наступних умов:

- надлишковий тиск наддувочного повітря в ресивері в межах 50...240 кПа (0,5...2,4 кгс/см²);
- різниця між тиском наддувочного повітря в ресивері і тиском відпрацьованих газів у випускному колекторі не менше 4 кПа (0,04 кгс/см²);
- частота обертання колінчастого валу дизеля менше 15 с⁻¹ (900 об/хв).

Закриття затвора перепуску повітря при невиконанні хоча б однієї з трьох умов.

Позиціонування затвора відпрацьованих газів забезпечується за сигналом від блоку управління в діапазоні 148...240 кПа (1,48...2,4 кгс/см²) в залежності від частоти обертання колінчастого вала дизеля або при досягненні частоти обертання ротора турбокомпресора граничного значення.

Обмеження частоти обертання ротора турбокомпресора на рівні гранично-допустимої є пріоритетним.

Датчики тиску надувочного повітря в ресивері і тиску відпрацьованих газів вбудовані в блок управління. Перетворювач частоти обертання колінчастого вала і частоти обертання ротора турбокомпресора встановлюються на дизелі. Складові частини встановлені на дизелі пов'язані комунікаційними каналами з блоком управління, який встановлюється поза дизеля.

Електроживлення блоку змінним трифазним струмом напругою 380 В. Клемні колодки призначені для підключення виконавчих механізмів і датчиків частоти обертання.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Поворотний затвор перепуску відпрацьованих газів (рис. 3.3) призначений для регулювання перепуску відпрацьованих газів дизеля з випускного колектора на випуск, минаючи турбіни обох турбокомпресорів, у випадках обмеження зростання тиску наддуву, або частоти обертання ротора турбокомпресора вище граничних значень.

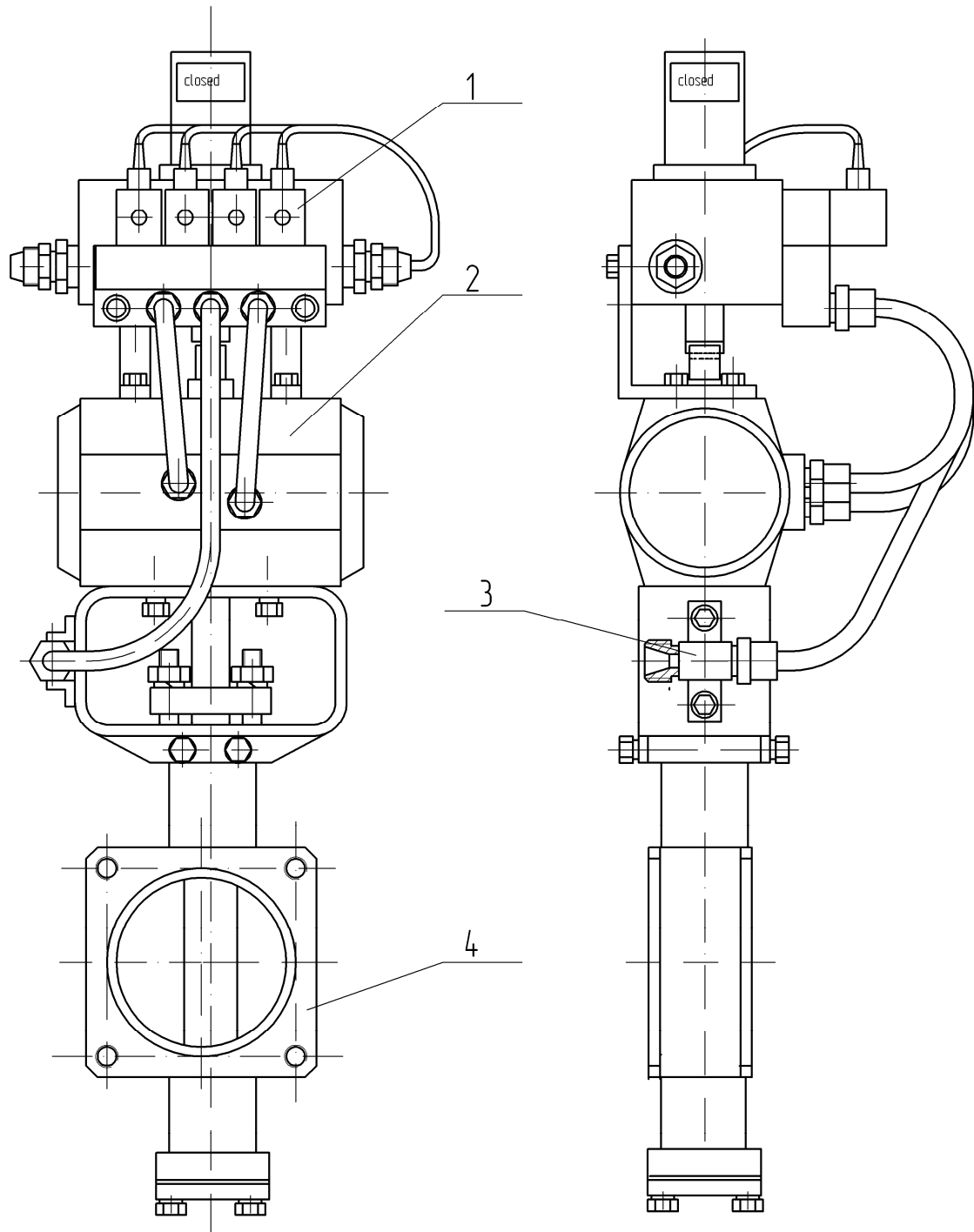


Рис. 3.3. Затвор перепуску відпрацьованих газів: 1 - позиционер; 2 - пневматичний привід; 3 - штуцер стисненого повітря; 4 - затвор поворотний

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ

Лист

44

Регулювання перепуску відпрацьованих газів здійснюється поворотом робочого органу 4 затвора на заданий кут, що відповідає рівню вихідного сигналу постійного струму 4...20 мА для управління позиціонером 1. Установка затвора на заданий кут проводиться за допомогою другого силового пневмоциліндра 2 і його позиціонера. Стиснене повітря підводиться до штуцера 3.

Повне відкриття і закриття затвора відповідає стану OPEN і CLOSED сигналізатора позиціонера 1.

Поворотний затвор перепуску повітря (рис. 3.4) призначений для відкриття магістралі перепуску стисненого повітря з виходу турбокомпресора на вхід в турбіну.

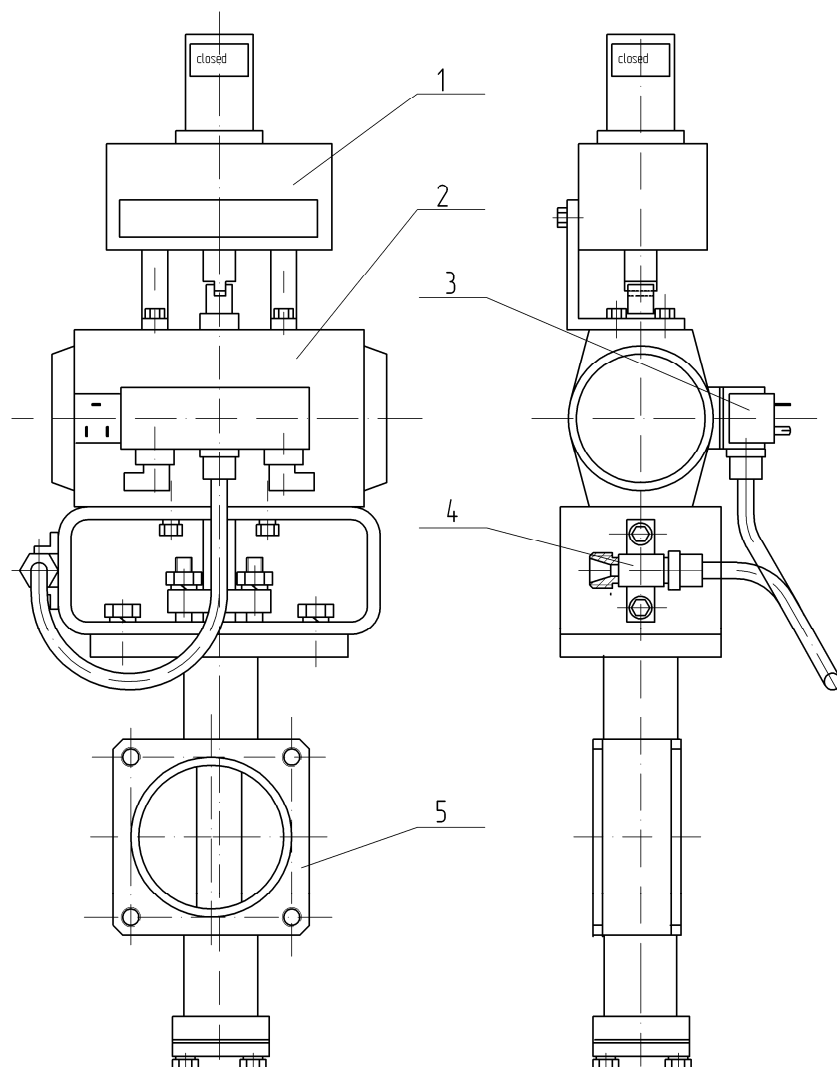


Рис. 3.4. Затвор перепуску повітря: 1 - датчик положення; 2 – пневмоелектричний привід; 3 - соленоїдний клапан; 4 - штуцер стисненого повітря; 5 - затвор поворотний.

Включення перепуску стисненого повітря здійснюється поворотом робочого органу затвора $5...90^\circ$ за допомогою силового пневмопривода 2 при подачі керуючого сигналу від блоку управління на соленоїдний клапан 3. Датчик положення 1 відображає стан затвора.

Стиснене повітря підводиться до штуцера 4.

Повне відкриття і закриття затвора відповідає стану OPEN і CLOSED сигналізатора датчика положення 1.

Система подачі повітря (рис. 3.5) призначена для забезпечення стисненим повітрям камер згоряння дизеля.

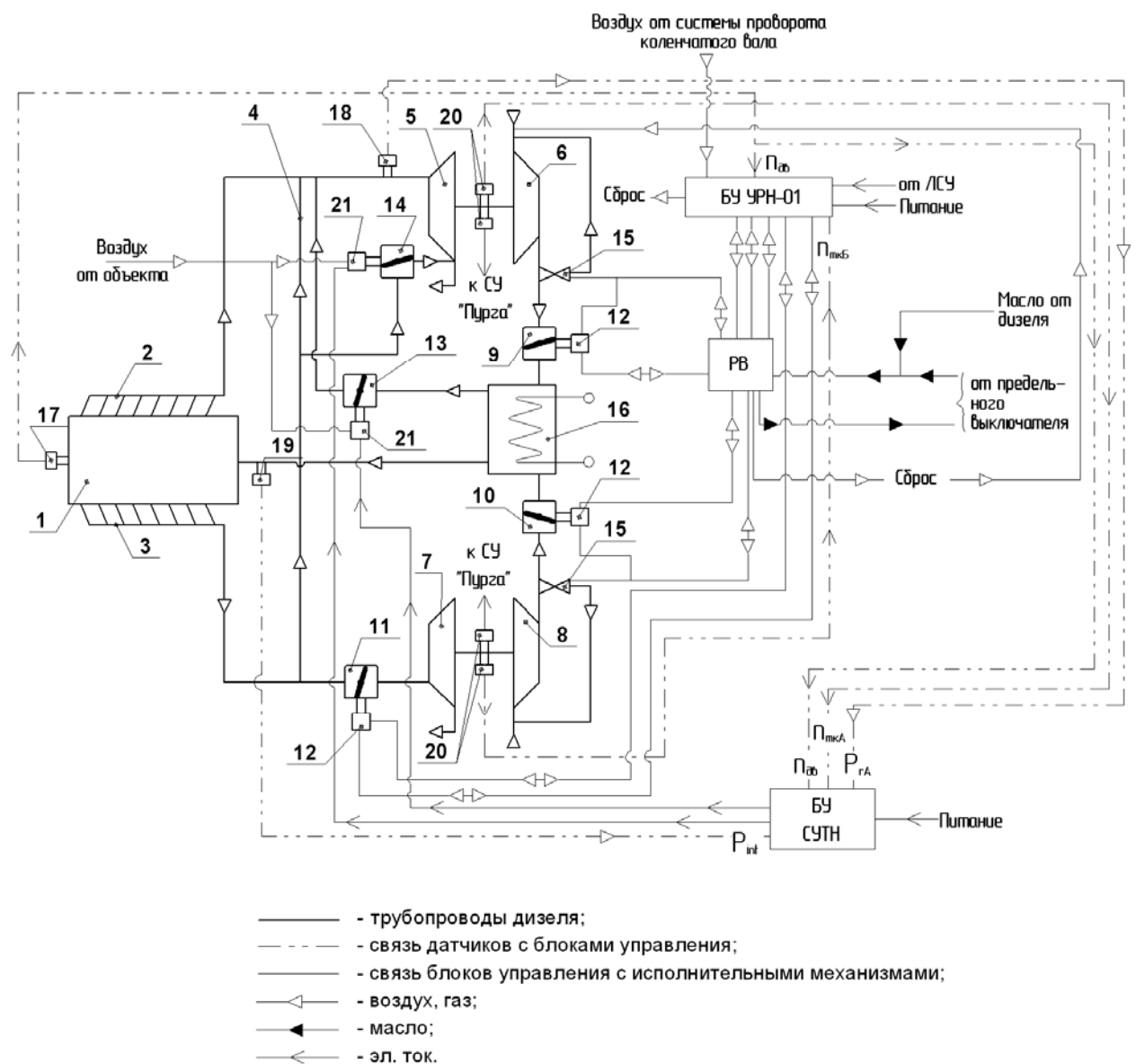


Рис. 3.5. Схема системи подачі повітря

Випускні гази з кришок циліндрів дизеля 1 через випускні колектори 2 і 3 подаються до турбін 5 і 7 турбокомпресорів ряду А і В відповідно. Між колекторами встановлений постійно відкритий трубопровід 4 перепуску газів. На одному валу ротора турбіни 5 турбокомпресора ряду А змонтовано колесо відцентрового компресора 6, на валу ротора турбіни 7 турбокомпресора ряду В - колесо відцентрового компресора 8. Обидва компресора подають стиснене повітря в повітряний охолоджувач 16, з якого повітря надходить в повітряний ресивер дизеля. На вході в турбіну 7 і на виході з компресора 8 встановлені регульовані заслінки 11 і 10, які забезпечують відключення турбокомпресора ряду В при роботі дизеля при зниженій частоті обертання колінчастого вала. При цьому випускні гази ряду В циліндрів по трубопроводу 4 надходять на вхід в турбіну 5, що дозволяє розширити робочий діапазон роботи дизеля. На виході з компресора 6 встановлена повітряна заслінка 9, аналогічна заслінки 10. Обидві ці заслінки спрацьовують одночасно, перекриваючи подачу повітря, при необхідності аварійну зупинку дизеля. На виході з кожного компресора встановлений антипомпажного клапан 15, перепускає повітря з напірної порожнини компресора на всмоктування. Клапани включаються на перепуск, коли відповідна заслінка 9 або 10 закрита, а ротор турбокомпресора за інерцією продовжує обертатися і нагнітати повітря в напірну порожнину.

Крім того, в системі передбачено перепуск частини повітря з напірної магістралі через штатно закриту (на інших режимах) заслінку 13 в газову магістраль перед турбокомпресором ряду А, що додатково дозволяє розширити робочий діапазон роботи дизеля при $\sim 12,50 \dots 14,83 \text{ с}^{-1}$ (750...890 об/хв) колінчастого вала. Є також можливість відведення частини випускних газів (минаючи турбіну) через постійно закриту заслінку 14 для запобігання збільшенню частоти обертання ротора турбокомпресора ряду А понад допустимих меж.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Управління заслінками 9, 10, 11, клапанами 15 забезпечує система управління через розподільник повітряний (РВ) і виконавчі механізми заслінок 12; управління заслінками 13 і 14 - через виконавчі механізми 12.

В системі передбачені датчики 17 - частоти обертання колінчастого вала дизеля, 20 - частоти обертання ротора турбокомпресора ряду В, 18 - тиску газів перед турбіною 5; 19 - тиску повітря в ресивері дизеля ряду А.

На турбокомпресорах ряду А і В додаткові датчики 20, передають дані про частоту обертання кожного ротора в систему управління дизелем (таким чином на кожному турбокомпресорі встановлено по два датчика 20).

3.3. Проектування турбокомпресорів для наддуву двигуна

Ставиться завдання підібрати два турбокомпресора, які передбачається встановити паралельно для наддуву двигуна 12ЧН 26/26 і підвищення його потужності до 2940 кВт.

Тож в даному розділі визначаються основні розміри конструкції відцентрових компресорів з потрібними параметрами. Пропонується зміна ряду елементів їх конструкції у зв'язку зі зміною їх параметрів порівняно з прототипними. Виконуються розрахунки усіх елементів проточної частини компресорів, на підставі чого робиться креслення повздовжнього розрізу компресора з опорою на конструкцію компресора-прототипу і зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність компресора з урахуванням зміни його параметрів.

При розрахунках ступеня вирішується так звана зворотна задача, коли відомі усі конструктивні параметри об'єкту та параметри енергопостачання і параметри робочого тіла на вході, а обчислюються параметри робочого тіла на виході усіх елементів проточної частини та на виході самого об'єкту. У разі невідповідності отриманих параметрів виконується наступне розрахункове наближення, при виконанні якого коригуються конструктивні параметри та параметри енергопостачання об'єкту проектування на підставі спеціальних вказівок та схем.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кожний типорозмірний турбокомпресор може використовуватися у певному діапазоні розходів повітря G та ступеней підвищення тиску P_k . При зміні вказаних параметрів у межах зазначеного діапазону типорозмір лишається незмінним, але при цьому змінюються профілі ділянок проточної частини компресора. У проекті перш за все розраховуються саме ці елементи конструкції, які і в основному відрізняють її від прототипу.

Спроекований компресор забезпечує заданий розхід повітря та P_k з допустимими відхиленнями, а також має ККД, що допускається існуючими стандартами для такого компресора. Конструкція турбокомпресора може працювати з зазначеним P_k і забезпеченням при цьому достатньо високого ККД, на одміну від прототипної моделі, за рахунок зміни розмірів проточної частини.

На підставі значень витрати повітря та ступеня підвищення тиску, визначених в другому розділі і необхідних для досягнення потрібної потужності двигуном, визначається можливий прототип турбокомпресора за допомогою використання так званих полів розходів або областей застосування турбокомпресорних типорозмірних рядів. Визначивши типорозмір турбокомпресору, ми встановимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора D_2 , яке має бути оптимальним для обчислених значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Масова витрата повітря через двигун становить 5,202 кг/с, об'ємна – 4,67 м³/с.

Ступінь підвищення тиску $P_k = 3,6$.

Якщо в системі повітропостачання передбачається встановлення двох паралельних компресорів, то кожен з них повинен забезпечити половинну витрату наддувного повітря від необхідної для двигуна. Тож об'ємна витрата повітря для кожного двигуна становить $Q = 2,34$ м³/с.

З урахуванням розходу повітря та ступені підвищення тиску визначаємо положення точки в координатах $P_k - Q$ (рис. 3.6). Відповідно положенню точки визначаємо, що турбокомпресор має належати до типорозміру ТКР23,

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

бо точка знаходиться майже в серединій зоні області застосування турбокомпресора.

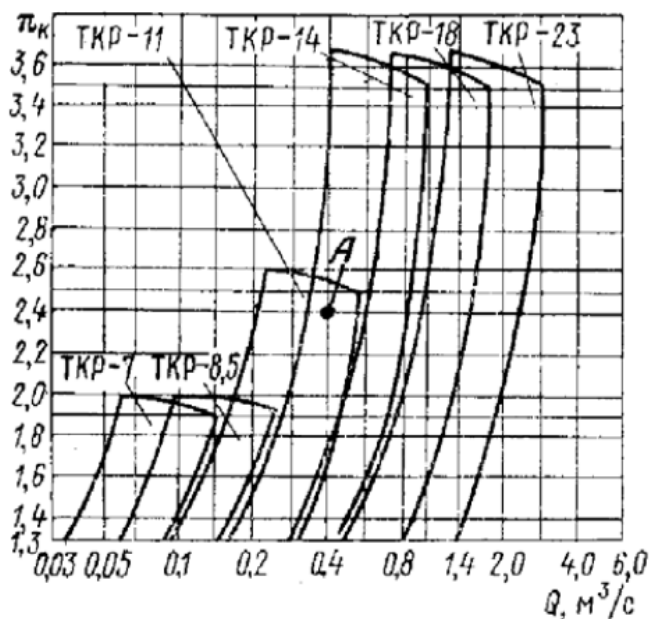


Рис. 3.6. Область застосування турбокомпресора ТКР23

Таким чином приймаємо в якості прототипу турбокомпресор типу ТКР23, який забезпечить для двигуна 12ЧН 26/26 необхідну витрату повітря в кількості $G = 2,60 \text{ кг/с}$ ($Q = 2,34 \text{ м}^3/\text{с}$). Двигун матиме потужність $N_e = 2940 \text{ кВт}$ і середній ефективний тиск циклу $P_e = 2,129 \text{ МПа}$.

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний з ступенем підвищення тиску ступені P_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступені. Проте існує приблизна залежність між P_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорної ступені $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступені.

Отже, приблизне значення U_2 знайдемо з виразу:

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

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

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

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

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

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

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

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 441,6 м/с, а адіабатна робота стиску компресора L_{ad} буде дорівнювати 136,5 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР23 встановлено вхідний патрубок радіально-колового типу. Необхідно визначити зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						51
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, м/с. 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 перед колесом обираємо з умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою:

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

де: $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35 [3].

Приймаємо $\bar{C}_m = 0,35$

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

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

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

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

де: P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па.

Приймаємо $P_a = 98000 \text{ Па}$;

n_1 – показник політропи стиску повітря на дільниці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35 – 1,39 [3]. Приймаємо $n_1 = 1,39$.

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

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналі, що звужуються вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає безпосереднього прискорення вздовж вісі патрубку. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде бі-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

льше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

Таким чином після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть 303,6 К і 85,9 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 5 разів і становитиме 154,6 м/с.

Робоче колесо – основний елемент ступені, з допомогою якого повітрю передається енергія. У турбокомпресорі типу ТКР23 встановлено напіввідкрите колесо типу так званої радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осевій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

Ціллю даного розділу є встановлення оптимальних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму течії повітря та визначення кінцевих параметрів повітря за колесом.

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{\text{вт}}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08 [3]. Приймаємо $\alpha_{\text{вт}} = 0,08$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,35 [3]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря рахується по формулі 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 – чисельність лопаток робочого колеса компресора. Обирають рівною 12...23 [3]. Приймаємо $z_k = 12$.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, 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 колеса компресора на вході через рівняння розходу крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду ТКР з консольними колесами $D_0 = (0,22 - 0,35) \cdot D_2$ [3].

Приймаємо $D_0 = 0,051$ м.

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

де: f_1 – площа 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

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

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

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

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

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						54
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

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 дільниці 2 (робоче колесо).

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

де: η_2 – політропний ККД на дільниці 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 захаращення становитиме:

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

де: τ_1 – коефіцієнт захаращення 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 0,0003 до 0,002 м [3]. Приймаємо $\delta_1 = 0,0003$ м.

$\beta_{1,l}$ – 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 від 1 до 5° [3]. Приймаємо $i_1 = 5^\circ$.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

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.

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

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

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

Кут входу потоку у колесо з урахуванням 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 :

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

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

Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу у колесо. Обчислюється для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

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

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

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості не повинен перевищувати значень $0,85 \dots 1,05$ [3]. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

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

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

C_{2r} – меридіальна 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:

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

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

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:

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

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 потоку повітря та її складових на виході з колеса будуємо трикутник швидкостей (див. рис. 5) за яким, графічним способом, визначимо відносну швидкість повітря ω_2 . Вона також може бути обчислена аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

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

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

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на 110°C і стала дорівнювати $412,63 \text{ К}$. Відбулося і збільшення тиску повітря в 2,6 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $222,1 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 2,5 рази. Розраховані данні зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса компресора на вході, а також прийняті рекомендації по вибору осьової довжини та визначення кутів уста-

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

новки лопатки ОСА на цих діаметрах дозволить нам отримати геометрію робочого колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

З ціллю зниження швидкості потоку повітря на вході у лопаточний дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопаточним дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаточного дифузора (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є дуже складним оскільки основна маса (ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорної ступені вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Але завдяки машинним розрахункам кількість таких ітерацій вдається звести до мінімуму. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне 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

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

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

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]. $D_3 = 0,256$ м.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y b_2$, де: $y = 0,77 \dots 0,80$ [3]. $b_3 = 0,010$ м.

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

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

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

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 межах від 0,6 до 0,8 [3].

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

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

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

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

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град,}$$

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

Приймаємо $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,01$.

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:

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		60

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

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

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

Лопаточний дифузор встановлюють за дільницею БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку у потенціальну. Лопатки ЛД спрямовують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом входу. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно з шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує припустимих меж, бо наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у БЛД буде довшою, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимально можливого тиску за дифузором P_4 , мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД c_4 , забезпечення мінімальних кутів атаки на вході у ЛД, а також оптимальних параметрів міжлопаточних каналів (значення дифузорності, кута розкриття еквівалентного дифузору та ін.), задачею даного розділу є визначення основних конструктивних параметрів ЛД: кількість лопаток z_d , кути установк лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$ відповідно, співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перетині b_4/b_3 , співвідношення діаметрів колеса та виходу з ЛД

D_4/D_2 , а також встановлення кінцевих значень параметрів потоку повітря на виході з ЛД.

Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузору обчислюється 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 $D_4 = 0,38$ м;

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 $\delta_m = 6^\circ$.

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

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

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град

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

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

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

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

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

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

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

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

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.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

$z_{\text{д}}$ – число лопаток дифузору. Звичайно лежить в межах 13...35 [3]. Приймаємо $z_{\text{д}} = 35$;

f – дифузорність ЛД;

$\alpha_{\text{ср}}$ – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

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

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [3].

Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

де: τ_4 – коефіцієнт захарашення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}},$$

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

Приймаємо $\delta_4 = 0,002$ м.

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

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

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4\text{Л}} + \alpha_{3\text{Л}}}{2}, \text{ град},$$

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

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

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [3]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

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

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

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].

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

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

де: P_K – тиск повітря за компресором, 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.

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

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

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

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

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

Густина повітря за ЛД:

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

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

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:

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

Розраховані значення кутів установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаточного дифузору, а також підібрані значення співвідношень діаметру колеса та виходу з ЛД і ширин входу

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

та виходу у меридіальному перетині задовольняють умовам досягнення максимально можливого тиску за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД при розрахунковому режимі, а також оптимальним параметрам міжлопаточних каналів. Тож, після проходження потоку повітря через лопаточний дифузор його швидкість знизиться і становитиме 87,3 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 351,4 кПа.

Повітрозбірний завиток застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитка або закону зміни перетину камери від кута θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, яка дорівнює швидкості на виході з дифузору. Тож у такому випадку зміна тиску у завитці не відбудеться і вона працюватиме просто як повітрозбірник. Ціллю розрахунку є отримання конструктивних параметрів завитка та кінцевих параметрів потоку повітря на виході з компресора.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A, \text{ м/с,}$$

де: A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Повинно бути $A = 0,5 \dots 1$ [3]. Приймаємо $A = 0,98$

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

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

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

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

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тому ККД завитки $\eta_5 = 0$.

У випадку постійної швидкості тиск повітря за завиткою обчислюється за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па,}$$

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

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.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці його температура на виході залишатиметься такою ж як і на вході:

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

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

Всі геометричні параметри, окрім обчислених вище приведено з урахуванням рекомендацій за [3].

Спроектована завитка має постійну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишається незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становитиме 349,5 кПа.

Встановлення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску повітря і порівняння цього ККД з довідниковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 адіабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [3, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

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

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

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 400 до 700 кВт.

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 встановлені два турбокомпресори, які мають деякі відмінності:

- різні елементи проточних частин компресора і турбіни: дифузор компресора, соплової апарат;

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

- різні кути розвороту корпусу компресора і корпусу турбіни;
- розташування точок підведення і відведення охолоджуючої рідини на корпусі підшипників;
- розташування отворів приєднувальних елементів (до об'єктового обладнання) на впускному і випускному патрубках;
- на випускному патрубку турбокомпресора ряду А є фланець для приєднання трубопроводу системи автоматичного регулювання (підведення газу або повітря). На випускному патрубку турбокомпресора ряду В такого фланця немає.

З урахування вищевикладеного, категорично забороняється довільна перестановка турбокомпресорів з ряду А на ряд В і навпаки.

На турбокомпресорі закріплені повітряна заслінка і регулятор наддуву. Регулятор наддуву є елементом системи управління. По обидва боки корпусу підшипників кожного турбокомпресора в різьбових отворах встановлені датчики швидкості, які входять до відповідних систем управління дизелем.

Спроектовані турбокомпресори маркується як ТКР23 (рис. 3.7) в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресори належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресорів ТКР23 складається з трьох корпусів – це корпус компресора, середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни та для відведення газів після їх роботи у турбіні.

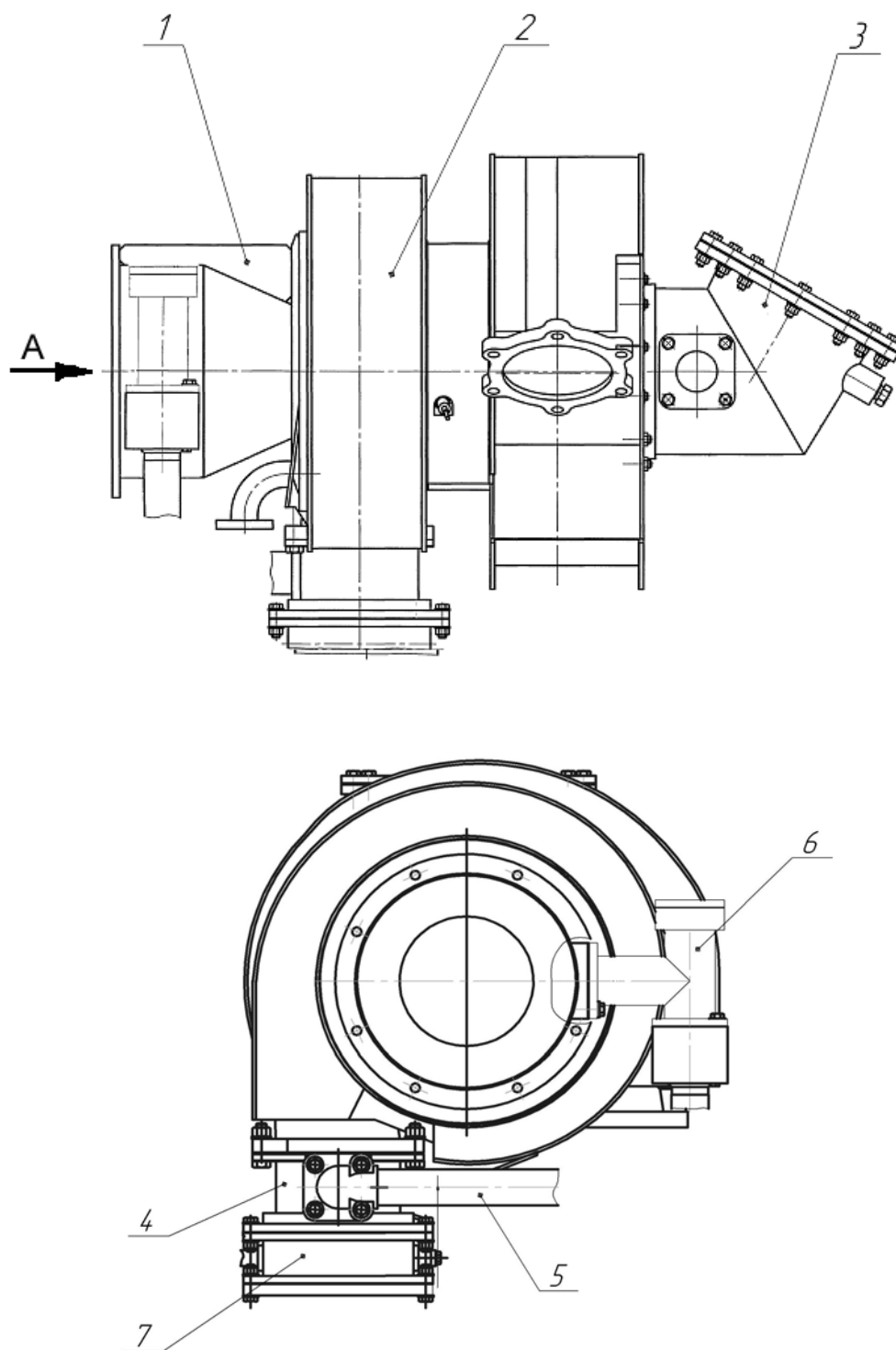


Рис. 3.7. Турбокомпресор ТКР23: 1 - патрубок впускний; 2 - турбокомпресор ТКР23; 3 - патрубок випускний; 4 - проставок; 5 - труба; 6 - регулятор наддуву; 7- заслінка повітряна

Середній корпус турбіни слугує остовом в якому розміщений ротор турбокомпресора з підшипниками.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

Корпуси компресора, турбіни та середній з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресори кріпляться на кронштейнах за допомогою приливу в нижній частині середнього корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою посадки з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має один гребінець відносно великої товщини і використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних). Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечують зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часок повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетині до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення - вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш круті траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

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

В процесі експлуатації можливі наступні варіанти аварійної ситуації:

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

Відповідно, порядок робіт по забезпеченню відключення турбокомпресорів має деякі відмінності, викладені нижче.

У разі виходу з ладу турбокомпресора ряду "В" (турбокомпресор ряду "А" працює) дозволяється робота по тепловозній характеристиці в діапазоні частот обертання колінчастого вала дизеля $n = 5,00 \dots 13,75 \text{ с}^{-1}$ (300...825 об/хв).

У разі виходу з ладу турбокомпресора ряду "А" (турбокомпресор ряду "В" працює) дозволяється робота в діапазоні частот обертання колінчастого вала дизеля $n = 5,00 \dots 14,33 \text{ с}^{-1}$ (300...860 об/хв). Робота при старті з місця тепловоза або його зупинка – заборонена.

У разі виходу з ладу обох турбокомпресорів, робота по тепловозній характеристиці дозволяється в діапазоні частот обертання колінчастого вала дизеля $n = 5,00 \dots 8,50 \text{ с}^{-1}$ (300...510 об/хв). Робота при старті з місця тепловоза або його зупинка – заборонена.

Перед проведенням відключення одного або обох турбокомпресорів необхідно ознайомитися з «Інструкцією по експлуатації турбокомпресора».

При виході з ладу одного турбокомпресора ряду «А» (або «В») необхідно зняти пошкоджений турбокомпресор з дизеля в такій послідовності:

- а) злити масло і охолоджуючу рідину з турбокомпресора дизеля;
- б) від'єднати труби підведення і відведення води від корпусу підшипників турбокомпресора і заглушити їх;
- в) відключити трубу підведення масла до корпусу підшипників і заглушити її;

г) від'єднати трубу системи вентиляції картера від впускного патрубка, кінець труби закрити захисною сіткою;

д) від'єднати трубу від регулятора наддуву, встановленого на впускному патрубку;

е) зняти з горловини охолоджувача надувочного повітря проставок з трубою, повітряну заслінку і від'єднати корпус компресора від патрубка охолоджувача надувочного повітря. На горловину потрібно встановити фланець-заглушку, використавши штатні кріплення деталі;

ж) від'єднати випускний колектор від фланця корпусу турбіни, газівідвід – від впускного патрубка турбокомпресора. Від'єднати від фланця на газовипускному патрубку трубу системи управління турбонагнітачем (операція виконується тільки при виході з ладу турбокомпресора ряду «А»);

і) відвернути і зняти гайки з шайбами, які кріплять підшипники на шпильках кронштейна;

к) відвернути і зняти гайки кріплення турбокомпресора до додаткового кронштейну-підставки;

л) на знятому турбокомпресорі запам'ятати взаємне положення корпусних деталей;

м) нанести розчинник іржі на різьблення шпильок і залишити для його впливу. Відпустити гайки і зняти стопорні шайби з кріпильними планками;

н) зняти з корпусу компресора ізоляцію, встановити в отвір для гвинта на корпусі компресора рим-болт і за допомогою підйомного пристрою зняти турбокомпресор та встановити його на заздалегідь підготовлене місце.

Провести часткову розборку турбокомпресора, для чого:

а) вийняти з корпусу турбіни з закріпленим на ньому випускним патрубком ротор в зборі з корпусом підшипників, корпусом компресора і впускним патрубком, встановити цю зборку на сервісну підставку з комплекту інструментів;

б) вивернути шпильки кріплення турбокомпресора з кронштейна;

в) встановити в корпус турбіни з закріпленим на ньому випускним патрубком технологічну заглушку (на місце корпусу підшипників) і закріпити її планками за допомогою шайб і гайок.

Провести монтаж даної збірки на дизелі, для чого:

а) встановити її на дизелі і закріпити болтами моментом $300 \text{ Нм} \pm 10 \text{ Нм}$ ($30 \text{ кгс} \cdot \text{м} \pm 1 \text{ кгс} \cdot \text{м}$). Болти застопорити дротом;

б) затягнути гайки кріплення турбокомпресора до додаткового кронштейну-підставки;

в) приєднати випускний колектор до фланця корпусу турбіни, газівідвід – до випускного патрубка турбокомпресора.

Приєднати до фланця на газовипускному патрубку трубу системи управління турбонагнітачем (операція виконується тільки при виході з ладу турбокомпресора ряду «А»!);

г) затягнути гайки кріплення турбокомпресора до додаткового кронштейну-підставки.

Необхідно забезпечити роботу турбокомпресора ряду «В» за допомогою штатних повітряної і газової заслінок подачею відповідного керуючого сигналу і переведенням їх в положення «Відкрито» (операція виконується тільки при виході з ладу турбокомпресора ряду «А»!).

3.6. Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох турбокомпресорів ТКР23 для двигуна типу 12ЧН 26/26. На підставі розрахунку визначені їх основні конструктивні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов.

Спроектовані відцентрові компресори мають ступінь підвищення тиску $P_k = 3,6$ при цьому температура повітря на виході з компресорів становитиме $T_k = 485,6 \text{ К}$ ($211,6 \text{ }^\circ\text{C}$). Компресори мають не гірший адіабатний ККД $\eta_{ад} = 0,831$ ніж у подібних сучасних компресорних машинах такого ж класу.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

Зроблені розрахунки свідчать, що спроектовані турбокомпресори мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна типу 12ЧН 26/26 при заданих степені підвищення тиску та обертах колінчастого валу, що відповідають потужності двигуна 2940 кВт. Підвищення потужності стало можливим завдяки застосуванню двох паралельно працюючих турбокомпресорів.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ						
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	4 Економічне обґрунтування прийнятих рішень				Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Мірошник М.Д.										
Рецензент	Нестеренко В.В.									78	6
Керівник	Гогоренко О.А.								ПФ НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. кафедри	Нестеренко В.В.										

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

4.1. Обґрунтування необхідності модернізації системою повітропостачання

В умовах світової кризи все більшого значення набувають заощадні технології і раціоналізація витрат на виробництві. Такі проблеми вирішуються часто за рахунок використання вітчизняних аналогів виробничого обладнання або аналогів з ближнього зарубіжжя, більш дешевих і зручних для модернізації, обслуговування та ремонту завдяки наявності в країні сервісних центрів, підприємств-виробників, що виготовляють запчастини навіть на замовлення. Ці тенденції також стосуються і тепловозобудівної галузі, що знаходиться в скрутному становищі.

Метою проектування і модернізації є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з базовим.

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Метод призначений для вирішення таких завдань [9]:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

При визначенні економічного ефекту від створення нової установки порівнюються параметри зарубіжного аналога і модернізованої моделі.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна 12ЧН 26/26 із запропонованою системою повітропостачання та двигуна-прототипа. Для

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

коректного порівняння припустимо, що спроектований і двигун-прототим мають однакову потужність.

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

Найменування показників		Позначення	Прототип	Спроекований двигун
Потужність, кВт		N_e	2940	2940
Частота обертання, хв^{-1}		n	1000	1000
Діаметр циліндра, м		D	0,26	0,18
Хід поршня, м		S	0,26	0,22
Вага, кг		G	23800	22000
Габарити, м:	довжина	L	6,74	4,47
	ширина	B	2,02	1,71
	висота	H	2,97	2,72
Питомі витрати палива, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_p	0,206	0,203
Питомі витрати масла, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_m	0,0014	0,0014
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		$K_{\text{кр}}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	4000	4000
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{\text{пер}}$	14000	14000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{\text{кр}}$	40000	50000
Ціна установки, грн.		Ц	680600	600000
Ціна палива, грн./т		Ц_p	15000	15000
Ціна масла, грн./т		Ц_m	18000	18000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

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

4.2.1. Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\pi} \cdot N_e \cdot t.$$

Для базового аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

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

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

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

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

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

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

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

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

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\pi 1} = 0,206 \cdot 11172000 \cdot 25000 \cdot 10^{-3} = 34521480,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\pi 2} = 0,203 \cdot 11172000 \cdot 25000 \cdot 10^{-3} = 34018740,0 \text{ грн.}$$

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

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

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\text{м}1} = 0,0014 \cdot 11172000 \cdot 58000 \cdot 10^{-3} = 281534,4 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{м}2} = 0,0014 \cdot 11172000 \cdot 58000 \cdot 10^{-3} = 281534,4 \text{ грн.}$$

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

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

Для базового і для модернізованого двигунів відповідно маємо:

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 680600}{14000} = 9722,9 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{пр2}} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 600000}{14000} = 8571,4 \text{ грн.}$$

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

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 680600}{40000 \cdot 1,1} = 18561,8 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 600000}{40000 \cdot 1,1} = 16363,6 \text{ грн.}$$

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

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

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$U_1 = 34521480,0 + 281534,4 + 9722,9 + 18561,8 = 34831299,1 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 34018740,0 + 281534,4 + 8571,4 + 16363,6 = 34325209,5 \text{ грн.}$$

4.2.8. Річний економічний ефект у споживача від використання модернізованого двигуна визначається за формулою, грн. [9]:

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{11172000}{11172000} \cdot 34831299,1 = 34831299,1 \text{ грн.}$$

$$E_k = \left[680600 \cdot \frac{11172000}{11172000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{10} + 0,15}{\frac{1}{10} + 0,15} \right) + \frac{34831299,1 - 34325209,5}{\frac{1}{10} + 0,15} \right] - 600000 = 2104958,4$$

грн.

4.2.9. Термін окупності модернізованого двигуна визначається за формулою, років:

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

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

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

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}}.$$

$$\Delta S = 506089,6 \text{ грн.}$$

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

4.3. Висновок по розділу

Було розраховано і порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна типу 12ЧН 26/26 з модернізованою системою повітропостачання та двигуна-прототипа, визначено економічний ефект від упровадження в експлуатацію нової установки.

Розрахунок підтвердив доцільність модернізації системи повітропостачання. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат споживача в порівнянні з двигуном прототипом за рахунок зниження витрат на паливо.

Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат тільки на паливо складає близько 2,1 млн. грн. Термін окупності двигуна складає 3 місяця за умови експлуатації тепловозного двигуна типу 12ЧН 26/26 протягом 4000 годин на рік.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Мірошник М.Д.				5 Охорона праці та охорона навколишнього середовища	Літ.	Аркуш	Аркушів
Рецензент	Нестеренко В.В.						84	17
Керівник	Гогоренко О.А.					ПФ НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. кафедри	Нестеренко В.В.							

РОЗДІЛ 5

5.1. Охорона праці

5.1.1. Вступ

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

5.1.2. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;

- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 5.1.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1. Санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , дБ	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшої внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с×10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

5.1.3. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення

Рівень шуму вироблений двигуном 12ЧН 26/26 визначається за формулою:

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

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.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 12ЧН 26/26 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 – маса двигуна, $m = 22000$ кг;

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

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

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

5.1.4. Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на тепловозних двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага . Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ.

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

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

5.2. Охорона навколишнього середовища

5.2.1. Вступ

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

5.2.2. Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно

повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний почуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизуватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004...0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизуватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю – від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних

шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007...0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідли-

вим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14^{\circ}\text{C}$), що є результатом теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2...4 К в найближчі 100...200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6...16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;

- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;

- смог фотохімічний (лос-анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнитрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

5.2.3. Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при ро-

боті на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ.

Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20 %). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки.

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність

і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфіді барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетилсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ.

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концент-

рація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (олія, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота включила в себе ряд розрахунків, розробок і рішень, що технічно виправдані і можуть бути використані на практиці.

Розрахунок проведений у спеціальній частині магістерської роботи показав, що підвищення потужності двигуна типу 12ЧН 26/26 можна досягти шляхом паралельного встановлення двох радіальних турбокомпресорів ТРК23. Розроблена схема системи повітропостачання та системи газовідводу, яка дозволяє відключати один турбокомпресор на часткових навантаженнях дизеля. Проведена конструктивна проробка газового трубопроводу, а також окремо розглянута система управління турбонагнітачем, яка призначена для розширення області роботи двигуна типу 12ЧН 26/26 за рахунок автоматичного управління затвором перепуску частини стисненого в компресорі повітря на вхід в турбіну, а також автоматичного позиціонування затвора випуску частини відпрацьованих газів минаючи турбіну за заданими алгоритмами.

Оскільки замість одного компресора прийнято рішення встановлення двох турбокомпресорів, то відповідно змінився і патрубок підводу повітря до охолоджувача наддувного повітря. Саме тому в проекті розроблено креслення патрубок підводу повітря до охолоджувача наддувного повітря з двома заходами від двох турбокомпресорів.

В роздіі цивільної оборони, охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна та об'єкта в цілому.

Економічний розрахунок показує, що річний економічний ефект від використання даного двигуна складатиме близько 2,1 млн. грн., а термін окупності, за даними того ж розрахунку, близько 3 місяців.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Тепловоз 2ТЭ116. С.П. Филонов, А.И. Гибалов, В.Е. Быковский и др. 2-е изд., перераб. и доп. – М., «Транспорт», 1985. – 328 с.
2. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А.Э. Симон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
3. Мошенцев Ю.Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. - 49с.
4. Тепловозные дизели типа Д49 / Е.А Никитин, В.М. Ширяев, В.Г. Быков и др.; Под ред. Е.А. Никитина – М.: Транспорт, 1982. – 255 с.
5. Тепловозные дизели и их мощностные ряды / А.А. Куриц. М.: Машиностроение, 1967. – 252с.
6. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
7. Дизели. Справочник. Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977, 480 с.
8. Ключов В. Ю., Хайленко Е. Д., Буханець А. О., Кумарянський О. М., Мірошник М. Д. Застосування високоефективних систем охолодження – як дієвий шлях поліпшення параметрів паливної економічності і токсичних вихлопних газів судових двигунів // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2020. – С. 102-103.
9. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В.А. Корчагин. К.: Техника, 1980. – 104 с.
10. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В.А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.

11. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/ Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 656 с. ил.

					ПФ НУК.131.61.20.12.ПЗ	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		