

Міністерство освіти і науки України
Відокремлений структурний підрозділ “Тернопільський фаховий коледж
Тернопільського національного технічного університету імені Івана
Пулюя”

Відділення транспорту та інженерної механіки

(повна назва відділення)

Циклова комісія автомобільного транспорту

(повна назва циклової комісії)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи бакалавра

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Підвищення ефективності технологічного процесу технічного
обслуговування і діагностики компонентів системи турбонаддуву
дизельних двигунів вантажних автомобілів DAF XF 480

Виконав студент: II курсу, групи АТб-605

напряму підготовки (спеціальності)

274 «Автомобільний транспорт»

«Автомобільний транспорт»

(освітньо-професійна програма)

Михайлецький М.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Слободян Л.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

Тернопіль

2024

**.ВІДОКРЕМЛЕНИЙ СТРУКТУРНИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ТЕРНОПІЛЬСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
імені ІВАНА ПУЛЮЯ»**

Відділення транспорт та інженерної механіки
Циклова комісія автомобільного транспорту
Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)
Кваліфікація: бакалавр з автомобільного транспорту
Галузь знань: 27 Транспорт
Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма: Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова циклової комісії
автомобільного транспорту

_____ Микола ВЕНГЕР

«19» квітня 2024 року

З А В Д А Н Н Я № 08

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

ГРУПА АТ6-605

_____ Михайлецького Михайла Ігоровича _____

1. Тема проекту: Підвищення ефективності технологічного процесу технічного обслуговування і діагностики компонентів системи турбонаддуву дизельних двигунів вантажних автомобілів DAF XF 480.

Керівник проекту: к.т.н., асистент кафедри автомобілів ТНТУ Слободян Л.М.

Затверджені наказом ВСП «Тернопільський фаховий коледж ТНТУ імені Івана Пулюя» від 17.04.2024р. №4/9-186.

2. Строк подання студентом проекту: «24» червня 2024 року.

3. Вихідні дані до проекту: Технічні характеристики системи турбонаддуву. Типові ознаки несправності системи турбонаддуву. ТП діагностики та ТО системи турбонаддуву. Розрахунок виробничої програми підприємства. Аналіз технологічного забезпечення ремонтної зони підприємства. Технічні характеристики ремонтного обладнання та оснастки.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити): Загально-технічний розділ. Технологічний розділ. Конструкторський розділ. Охорона праці та безпека життєдіяльності.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1. Дільниця для випробування турбокомпресорів (ф.-А1).

2. Турбокомпресор (СК)(ф.-А1).

3. Робочі креслення деталей турбокомпресора (разом ф.-А1).

4. Схема функціональна безмоторної установки для випробування

турбокомпресорів (ф.-А1).

5. Вимірювальна схема стенду для спрощених випробувань (ф.-А1).

6. Методика обробки результатів вимірювань (ф.-А1).

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека життєдіяльності			

7. Дата видачі завдання «19» квітня 2024 р.

•

Студент _____
(підпис)

Богдан БОГДАНЕВИЧ
(ім'я та прізвище)

Керівник роботи _____
(підпис)

Ігор ТКАЧЕНКО
(ім'я та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Михайлецький М.І. Підвищення ефективності технологічного процесу технічного обслуговування і діагностики компонентів системи турбонаддуву дизельних двигунів вантажних автомобілів DAF XF 480: кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Тернопіль: ВСП «ТФК ТНТУ», 2024. 97с.

Кваліфікаційна робота присвячена підвищенню ефективності технологічного процесу технічного обслуговування і діагностики компонентів системи турбонаддуву дизельних двигунів вантажних автомобілів.

Для досягнення поставленої мети вирішено задачі визначено методи вирішення поставлених задач та актуальність теми роботи; загальна організація і управління виробництвом ТЕ і ремонтів автомобілів. Здійснено опис формування технічного завдання на проектування стенда, схема вимірювань стенда та її опис, вимірюваних параметрів. Наведено характеристики датчиків вимірювання тиску, датчиків вимірювання температури. Проведено визначення витрати повітря, вимірювання витрати палива, вимірювання частоти обертання і крутного моменту та реєстрація вимірюваних параметрів. Також побудовано алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбіни, алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбокомпресора. Наведено методика визначення похибки вимірювання та технологія складання експериментальної установки. Наведена конструктивна схема експериментальної установки та її опис, конструктивна схема стенда та її опис та здійснено розрахунок на міцність робочих коліс; розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; оформлено графічну частину роботи.

Ключові слова: системи турбонаддуву, технологічний процес ремонту системи турбонаддуву, операція, ремонт системи турбонаддуву, електротехнічна дільниці, форма організації виробництва, технічне обслуговування, діагностика системи турбонаддуву.

ANNOTATION

Mykhailetskyi M.I. Increasing the efficiency of the technological process of maintenance and diagnostics of components of the turbocharger system of diesel engines of DAF XF 480 trucks: qualifying work for obtaining a bachelor's degree in specialty 274 "Automotive transport". Ternopil: VSP "TFC TNTU", 2024. 97p.

The qualification work is devoted to increasing the efficiency of the technological process of maintenance and diagnostics of components of the turbocharging system of diesel engines of trucks.

In order to achieve the set goal, the tasks were solved, the methods of solving the tasks and the relevance of the topic of the work were determined; general organization and management of the production of TE and car repairs. The description of the formation of the technical task for the design of the stand, the measurement scheme of the stand and its description, the measured parameters, was carried out. The characteristics of pressure measurement sensors and temperature measurement sensors are given. Determination of air flow, measurement of fuel consumption, measurement of rotation frequency and torque and registration of measured parameters were carried out. An algorithm for conducting tests and processing measurement results for a turbine, an algorithm for conducting tests and processing measurement results for a turbocompressor has also been built. The method of determining the measurement error and the technology of assembling the experimental setup are presented. The structural diagram of the experimental installation and its description, the structural diagram of the stand and its description, and the calculation of the strength of the working wheels are given; the issue of labor protection and safety in emergency situations was considered; the graphic part of the work is designed.

Key words: turbocharging systems, technological process of turbocharging system repair, operation, turbocharging system repair, electrical engineering department, form of production organization, maintenance, diagnostics of turbocharging system.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	10
1.1 Характеристика автомобіля DAF XF 480.....	10
1.2 Загальна організація і управління виробництвом ТЕ і ремонтів автомобілів.....	12
1.3 Режим роботи основних виробничих підрозділів і рухомого складу....	13
1.4 Склад парку рухомого складу	14
1.5 Система оплати праці.....	14
1.6 Аналітичний огляд технічної літератури по стендах для дослідження малорозмірних турбокомпресорів і їх елементів.....	15
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	25
2.1 Формування технічного завдання на проектування стенда.....	25
2.2 Схема вимірювань стенда та її опис.....	31
2.2.1 Опис схеми стенду.....	31
2.3 Вимірювані параметри.....	33
2.4 Датчики вимірювання тиску.....	34
2.5 Датчики вимірювання температури.....	36
2.6 Визначення витрати повітря.....	37
2.7 Вимірювання витрати палива.....	38
2.8 Вимірювання частоти обертання і крутного моменту.....	39
2.9 Реєстрація вимірюваних параметрів.....	40
2.10 Методика обробки результатів вимірювань.....	42
2.11 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для компресора.....	43

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Михайлецький			Лім.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Слободян Л.М.			5		
Реценз.					<i>ВСП «ТФК ТНТУ» АТ6-605</i>		
Н. Контр.		Залуцька Н.В.					
Затверд.							
					Підвищення ефективності технологічного процесу технічного обслуговування і діагностики компонентів системи турбонаддуву дизельних двигунів вантажних автомобілів DAF XF 480		

2.12 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбіни.....	44
2.13 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбокомпресора.....	47
2.14 Методика визначення похибки вимірювання.....	49
2.15 Технологія складання експериментальної установки.....	49
2.16 Розрахунок виробничої програми по ТО і ремонту.....	50
2.17 Розрахунок об'єкта проектування.....	60
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	66
3.1 Конструктивна схема експериментальної установки та її опис.....	66
3.2 Конструктивна схема стенда та її опис.....	67
3.3 Розрахунок на міцність робочих коліс.....	72
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	83
4.1 Безпека життєдіяльності та екології при проведенні випробувань турбокомпресорів.....	83
4.2 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду.....	86
4.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів.....	86
4.4 Захист навколишнього середовища.....	88
4.5 Боротьба з шумом при роботі на стенді.....	89
4.6 Пожежна безпека на ділянці випробування турбокомпресорів.....	92
ВИСНОВКИ.....	95
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	96
ДОДАТКИ.....	98

ВСТУП

Підвищення літрової потужності становить одну з основних проблем сучасного автомобільного двигунобудування. При існуючих і все зростаючих швидкостях руху автомобілів і посилених вимог до їх динамічних якостей важливо, щоб двигуни при обмежених розмірах мали великий запас потужності і можливо меншу питому вагу. [9]

Тому існує постійна необхідність в удосконаленні конструкції двигунів з метою кращого використання робочого об'єму циліндрів. На практиці це досягається шляхом збільшення числа обертів вала двигуна, підвищення ступеня стиснення, вдосконалення камер згоряння і поліпшення вагового наповнення циліндрів. [9]

Число обертів вала в бензинових двигунах в даний час стабілізувався приблизно на рівні 5000 - 7000 оборотів в хвилину, а в дизелях сучасних автомобілів досягає 4000 - 4500 об / хв. Подальше збільшення числа обертів вала зазначених двигунів з міркувань довговічності їх не доцільно.

Ступінь стиснення служить ефективним способом підвищення літрової потужності і економічності двигунів, але в двигунах працюють по циклу Отто цей параметр досяг вже своїх розумних меж і в ряді існуючих моделей дорівнює 10 - 12. У дизелях ступінь стиснення вибирається рівний 14 - 22 в залежності від прийнятого способу сумішоутворення. Тому форсування двигунів за рахунок збільшення ступеня стиснення обмежено практичними можливостями цього способу. [9]

Камери згоряння надають винятково великий вплив на техніко-економічні показники двигунів і у зв'язку з цим безперервно вдосконалюються.

Вагове наповнення циліндрів зберігає ще значний резерв для збільшення літрової потужності сучасних двигунів. Щоб поліпшити вагове наповнення, використовують багатокамерні системи живлення, системи живлення з вприскуванням палива у впускний трубопровід, удосконалюють впускний і випускний тракти двигуна, застосовують наддув і інші способи. [9]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Перехід на багатокамерні системи живлення знижує опір впускного тракту, що помітно покращує наповнення циліндрів. Ще більший ефект отримують шляхом заміни звичайного карбюраторного живлення вприскуванням палива у впускний тракт, безпосередньо в зону клапанів. При одночасній зміні конструкції впускних і випускних трубопроводів, зниження до мінімуму опору впускного тракту і використанні для поліпшення очищення циліндрів інжекційного ефекту на випуску відпрацьованих газів цей метод дозволяє підвищувати потужність двигуна на величину, що досягає іноді близько 30% від його номінальної потужності при роботі зі звичайним карбюраторним харчуванням. Проте найбільшими можливостями володіє спосіб наддуву двигунів. [9]

Наддув двигунів - це процес, що забезпечує збільшення наповнення циліндрів порівняно з можливим наповненням їх при тиску навколишнього середовища. Тому всі чотиритактні двигуни, в яких тиск на вході в циліндри перевищує тиск навколишнього середовища, відносяться до двигунів з наддувом. У двотактних двигунах вагове наповнення циліндрів залежить також від загальної організації процесів газообміну і величина надлишкового тиску на вході в циліндри ще не визначає їх наддув. [9]

Збільшення вагового наповнення циліндрів підвищує потужність двигуна і знижує вагу, що йде на одиницю потужності; дозволяє створювати сімейство двигунів одного типорозміру з широким діапазоном потужностей без зміни основних деталей і вузлів базового двигуна. Наддув має й інші переваги. При роботі, наприклад, у високогірних умовах наддув запобігає різкому зниженню потужності двигунів у міру зменшення щільності повітря зі збільшенням висоти. [9]

Збільшення щільності свіжого заряду, що поступає в циліндри при наддуванні, підвищує температуру. Тиск в кінці стиснення дозволяє в тому ж їх обсязі спалювати більшу кількість палива. Відповідно з цим у двигунах з наддувом збільшується кількість тепла, що виділяється в процесі згорання, підвищуються також максимальний і середній тиск циклу. В результаті

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

механічна і теплова напруженість деталей його кривошипно-шатунного механізму зростають, що накладає певні обмеження на вибір величини тиску наддуву.

За величиною створюваного на впуску в циліндри надлишкового тиску, тобто по ступені підвищення тиску, наддув поділяють на низький, з тиском на впуску до 0,15 МПа, середній - до 0,2 МПа і високий - при тиску вище 0,2 МПа.

За методом, що використовується для підвищення ступеня наддуву, розрізняють наддув за допомогою нагнітачів і газодинамічний наддув. Залежно від приводу нагнітача розрізняють системи наддуву: з механічним приводом нагнітача, газотурбінний наддув і комбінований наддув. У рамках даної роботи зупинимося на розгляді газотурбінного наддуву. [9]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Характеристика автомобіля DAF XF 480



Рисунок 1.1 - Автомобіль DAF XF 480

DAF XF (укр. ДАФ ІксЕф) — вантажні автомобілі, що виробляються компанією DAF Trucks з 1997 року. Автомобілі DAF XF тричі здобували титул «Вантажівка року» у 1998, 2007 та 2022 роках.

DAF представив нове покоління топової моделі XF навесні 2017 року. Вантажівка отримала оновлені двигуни, елементи трансмісії і нові аеродинамічні елементи. Все це дозволило скоротити витрату палива на 7%. Сідлові тягачі та шасі нового покоління легші за попередні і отримали оновлений дизайн інтер'єру та екстер'єру. [10]

Застосування нового більш ефективного турбокомпресора для двигуна PACCAR MX, нового покоління системи EGR і інноваційної конструкції клапанів дозволило зробити роботу двигуна більш оптимальною. Термальна ефективність була вдосконалена за допомогою застосування оновлених елементів, таких як поршні і інжектори. Підвищили ступінь стиснення. [10]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Таблиця 1.1 - Характеристика автомобіля DAF XF 480

DAF XF 480 (з 2021)	
Виробник	DAF Trucks
Також називається	DAF 95 XF DAF XF 95 DAF XF 105
Роки виробництва	1997 — 2002 (95XF), 2002 — 2006 (XF95), 2006 — 2013 (XF105), 2013 — наш час (XF)
Попередник(и)	DAF 95
Клас	Вантажний автомобіль
Стиль кузова	Тягач
Довжина	5960 мм
Ширина	2490 мм
Висота	3900 мм
Подібні	Iveco Eurotech / Iveco Eurostar / Iveco Stralis / Iveco S-Way, MAN F2000 / MAN TGA / MAN TGX, Mercedes-Benz Actros, Renault Premium, Renault Magnum / Renault T-Truck, Scania 4-Серії / Scania R-Серії, Volvo FH

Основним завданням при доопрацюванні двигунів було домогтися зниження робочого діапазону оборотів, щоб отримати кращу в класі ефективність. Максимальний крутний момент для PACCAR MX-11 і MX-13 був підвищений і досягається вже з 900 об/хв. Найпотужніший дизель PACCAR MX-13 розвиває потужність 530 к.с. і 2600 Нм при 1000—1460 об/хв. [10]

Задня вісь також зазнала деяких доопрацювань: передавальне число головної передачі знизили до 2.05: 1, що дозволяє їхати на крейсерській швидкості 85 км/год при 1000—1040 об/хв. Двигуни поєднуються з новітньою 12-ступінчастою автоматизованою коробкою передач TraXon, або з 16-ступінчастою в якості опції. Електронні системи EcoRoll і Dynamic Cruise оновили до останніх версій. [10]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.2 Загальна організація і управління виробництвом ТЕ і ремонтів автомобілів

Автомобілі на лінію виїжджають через контрольний – пропускний пункт. Перед виїздом перевіряється зовнішній вигляд, дію приладів сигналізації і гальм, кріплення коліс, тиск повітря в шинах, люфт рульового колеса і так далі

Після огляду водій отримує шляховий лист і виїжджає на лінію. При поверненні з лінії автомобіль знов піддається огляду. Іноді автомобіль не піддається огляду, оскільки технік – механік КТП вважає, що якщо автомобіль повернувся, він його визнає справним. [10]

Від якості контролю технічного стану рухомого складу при поверненні з лінії залежить своєчасне виявлення і усунення несправностей. Тому робота КТП повинна бути організована так, щоб всі автомобілі були оглянуті своєчасно.

Якщо механік КТП виявляє несправність, то повідомляється старший майстер або начальник АРМ. Старший майстер виконує функції диспетчера управління виробництвом. Старшому майстрові на проведення ремонту видає вказівку начальник АРМ. При його відсутності старший майстер самостійно ухвалює рішення. [10]

Перед ТО або ПР, а також перед діагностикою, автомобіль проходить прибирально-мийні роботи. Потім прямує на потрібну ділянку. На діагностиці здійснюють огляд вузлів і агрегатів, виявляючи несправності і їх причини виникнення. Вся інформація заноситься в діагностичну карту або карту обліку ТО і ремонтів. Після діагностики автомобіль прямує на вільне місце в зонах ТО або ПР для ремонту. Після ремонту автомобіль повертається в зону зберігання.

Пробіг автомобіля постійно наголошується в путньому місці і в картках обліку пробігу шин. Шляховий лист здається диспетчерові відділу експлуатації.

В процесі проведення ТЕ або ремонту виникає необхідність в запчастинах і матеріалах. Інформація про це поступає як від водія, механіка діагностики, майстра або начальника АРМ. Запасні частини видаються з складу, після

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

пред'явлення вимоги, схваленого заст. гл. інженера і гл. бухгалтером. Інформуються про це і інженера виробничо – технічного відділу. [10]

При отриманні запчастин або матеріалів в картку обліку по автомобілю заноситься запис про отримання. Іноді водій заздалегідь готується до проведення ТЕ або ремонту, дістаючи потрібні матеріали і запчастини. Витрати надалі може компенсувати автопідприємство.

Для проведення ремонту знятого агрегату, вузла або механізму на спеціалізованій ділянці через диспетчера відділу експлуатації оформляється заявка, повідомляється начальник АРМ або старший майстер, Останній видає завдання підлеглим робочим спеціалізованих ділянок. [10]

1.3 Режим роботи основних виробничих підрозділів і рухомого складу

ПАТ "Тернопільський КШБМ" працює по п'ятиденному тижню 250 днів в році.

Початок роботи основних виробничих відділів і підрозділів – 800, закінчення робочого дня – 1700. Велика обідня перерва з 1200 до 1300. Тривалість робочої зміни робочих виробничих ділянок складає 8 годин, згідно Конституції України – 40 робочих годин в тиждень. Всі виробничі підрозділи працюють в одну зміну. Це пов'язано з малою чисельністю рухомого складу, обслуговуючого персоналу і об'ємів робіт по перевезеннях. [11]

Режим роботи автомобілів тісно пов'язаний з роботою замовника (клієнта) з його об'ємом. У зв'язку з цим випуск автомобілів на лінію і повернення з лінії відбувається протягом робочого дня, після отримання завдання і виконання його. [11]

Більшість автомобілів здійснюють виїзд на лінію в 800.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.4 Склад парку рухомого складу

Виробнича база підприємства розрахована на обслуговування і ремонт, а також зберігання 400 і більш за автомобілі. За останній час чисельність автомобілів сильно знизилася. Частина автомобілів була продана, а частина – списана і розібрана на запчастині. [10]

В даний час чисельність автомобілів складає 78 одиниць автомобілів різних моделей і 34 причепа і напівпричепа. З карбюраторних автомобілів більшість складають ГАЗ - 5327 і його модифікації – 29 одиниць, самоскиди ЗІЛ – ММЗ – 4502 – 5 одиниць. З дизельних автомобілів більшість складають КАМАЗ – 5320 – 9 одиниць, КАМАЗ – 65115 -6 одиниць. ЗІЛ – 4331 – 6 одиниць. [10]

Окрім автомобілів до складу парку входить 23 причепа і 11 напівпричепів.

1.5 Система оплати праці

В ПАТ "Тернопільський КШБМ" прийнята відрядно-преміальна система оплати праці. Оплата праці здійснюється відповідно до Положення про оплату праці працівників виробничих підрозділів та апарату і "Галузевий угідь на 2006 рік". З метою зацікавити робітників у кінцевих результатах роботи, розроблено «Положення про виплату винагород за підсумками роботи за рік». Премія виплачується за досягнення встановлених показників для кожної категорії працівників за підсумками роботи за місяць. Працівники, які допустили прогул без поважної причини або з'явилися на роботі в нетверезому стані, позбавляються премії повністю або частково, за рішенням профкому. Премія нараховується у відсотках від місячного доходу і не може перевищувати 75%. Керівникам виробничих підрозділів, за угодою з профкомом, дозволяється вводити коефіцієнти коригування розміру премії. Доплати проводяться при: суміщення професій, за роботу із шкідливими умовами праці, за роботу в нічний час, за ненормований робочий день у водіїв, за керівництво бригадою.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Надбавки нараховують: за високу професійну майстерність, керівним працівникам, спеціалістам, службовцям, за класність, за високі досягнення в роботі, за виконання плану ремонтно-будівельних робіт, за забезпечення зниження собівартості ремонтно-будівельних робіт, забезпечення якості експлуатаційної стійкості доріг. При преміювання керівних працівників, спеціалістів і службовців враховуються такі показники: забезпечення безпеки руху автотранспорту, якість і своєчасність виконання обслуговувань та поточного ремонту автомобілів, порушення охорони праці, своєчасність здачі звітів, своєчасність виконання розпоряджень керівних працівників. [10]

1.6 Аналітичний огляд технічної літератури по стендах для дослідження малорозмірних турбокомпресорів і їх елементів

1.6.1 Розвиток вітчизняних турбокомпресорів

Турбонаддув поршневих двигунів заснований на використанні енергії відпрацьованих газів, витікаючих на робочі лопатки колеса турбіни, яку розташовують на одному валу з лопатковим нагнітачем, як показано на рисунку 1.2.

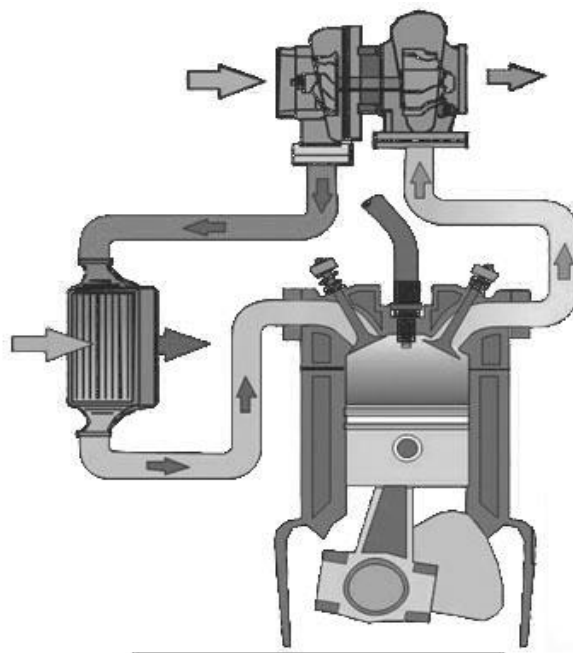


Рисунок 1.2 - Принципова схема турбонаддуву

						<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			15

При роботі двигуна з турбонаддувом вихлопні гази подаються в турбіну, де віддають частину своєї енергії, розкручуючи ротор турбокомпресора, і потім поступають через приймальну трубу в глушник. На одному валу з колесом лопатки турбіни знаходиться колесо компресора, який засмоктує повітря з повітряного фільтру, підвищує його тиск на 30-80% (залежно від ступеня наддуву) і подає в двигун. В один і той же літраж (об'єм) двигуна поступає більша по вазі кількість робочої суміші і, отже, забезпечується досягнення на 20-50% більшій потужності, а за рахунок використання енергії вихлопних газів підвищується ККД двигуна і знижується питома витрата палива на 5-20 %. [10]

У двигунів з наддувом при стисненні повітря в компресорі температура його підвищується. Так, наприклад, при ступені підвищення тиску $\pi_k = 1,9$ і ККД компресора $\eta_k = 0,68$ температура повітря в компресорі підвищується приблизно на 90° . Зі збільшенням температури повітря зменшується його щільність. Крім того, зростання початкової температури повітря підвищує середню температуру робочого циклу і теплонапруженість деталей двигуна. Для підвищення щільності наддувочного повітря і зниження теплонапруженості деталей застосовують охолодження повітря перед надходженням його в робочі циліндри (проміжне охолодження). [10]

Серед провідних світових виробників і розробників дизельних двигунів в 90-ті роки сформувалася концепція про те, що система турбонаддуву є невід'ємним компонентом сучасного екологічно чистого двигуна. При цьому турбонаддув, на відміну від 70-80-х років, перестав розглядатися як засіб форсування двигунів, і переважна більшість сучасних базових моделей дизелів проектується і розробляються з наддувом. [11]

Турбонаддув бензинових двигунів набуває в даний час все більш широке поширення, незважаючи на деякі виникаючі при цьому проблеми. Перша - це детонація, що з'являється внаслідок підвищеного тиску кінця такту стиснення і накладає обмеження по максимальній величині об'ємного ступеня стиснення в циліндрах, і підвищені вимоги до якості бензину, а саме до октанового числа.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

По-друге, гранично висока максимальна температура робочого циклу бензинового двигуна з турбонаддувом вимагає підвищеної уваги до вибору матеріалів випускної системи і лопаток турбіни, конструкції корпусних деталей турбокомпресора (ТКР), необхідності додаткового охолодження підшипникового вузла ТКР, а також до експлуатаційних якостей моторного масла. [11]

При постановці турбокомпресора на двигун необхідно мати характеристики, що визначають ефективність ТК на режимах спільної роботи турбіни і компресора. Ці характеристики можна отримати шляхом роздільного випробування турбіни і компресора. Однак даний спосіб має деякі недоліки: по-перше, необхідно мати високооборотний гальмівний пристрій і, по-друге, що більш важливо, неможливо розділити турбокомпресор на його складові частини без істотних конструктивних змін, так як в подібних агрегатах колеса турбіни і компресора зазвичай мають один загальний вал із загальними підшипниками. Таким чином, виникає необхідність у використанні стенду для випробувань турбокомпресора, який в свою чергу розглядається в якості єдиного агрегату наддуву ДВЗ. [11]

У початковий період застосування газотурбінного наддуву конструкції турбокомпресора відрізнялися різноманітністю профілювання проточних частин турбіни і компресора і конструктивного виконання вузла підшипників. Безперервне вдосконалення елементів турбін і компресорів, досягнення в області конструювання підшипників і ущільнювальних вузлів, накопичення досвіду виробництва і експлуатації двигунів з турбонаддувом дозволили значною мірою оптимізувати конструкцію малорозмірних турбокомпресорів. Наслідком цього стала певна уніфікація компоновальної схеми і деяких технічних рішень, реалізованих у конструкції. [11]

У нашій країні серійне виробництво турбокомпресорів для наддуву автомобільних дизелів вперше було освоєно на Ярославському моторному заводі (ЯМЗ). Для наддуву тракторного дизеля потужністю 158 кВт був застосований турбокомпресор типорозміру ТКР 13, що має однаковий

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

зовнішній діаметр колеса компресора і турбіни, рівний 130 мм. Для успішного виробництва турбокомпресорів були освоєні нові технологічні процеси: лиття коліс турбіни по виплавлюваних моделях, зварювання тертям колеса турбіни і вала ротора, «алмазне вигладжування» опорних поверхонь вала, роздільне балансування коліс компресора і турбіни та ін. [11]

У 1970 р. на ЯМЗ почалося серійне виробництво нового турбокомпресора типорозміру ТКР 11 з діаметром коліс 110 мм для наддуву автотракторних дизелів, на які раніше встановлювався турбокомпресор ТКР 13. Ефективні показники компресорів і турбіни типорозміру ТКР 11 були збережені на рівні ефективних показників турбокомпресора ТКР 13.

Подальші розрахунки та експериментальні дослідження дозволили зробити висновок про можливість застосування для наддуву дизелів ЯМЗ турбокомпресорів з діаметром коліс 90 ... 95 мм. Таким чином, поліпшення показників турбокомпресорів, досягнуте за останні роки, дозволяє забезпечити наддув двигунів агрегатами зі значно меншими діаметрами коліс турбіни і компресора. В даний час один турбокомпресор типорозміру ТКР 11 здатний забезпечити наддув автомобільного дизеля потужністю до 550 кВт, ТКР 9 - до 350 кВт, ТКР 7,5 - до 220 кВт, ТКР 6,5 - до 150 кВт, ТКР 5,5 - до 100 кВт, ТКР 4,5 - до 60 кВт. Тим самим істотно зменшений момент інерції ротора і маса турбокомпресорів, які використовуються в якості агрегату турбонаддува. [11]

Для наддуву вітчизняних автомобільних бензинових двигунів і дизелів доцільно використовувати турбокомпресори наступних типорозмірів:

ТКР 4,5 - для бензинових двигунів легкових автомобілів потужністю 30 ... 60 кВт (МеМЗ, ВАЗ);

ТКР 5,5 - для двигунів потужністю 45 ... 100 кВт (ВАЗ, АЗЛК, УМЗ, ЗМЗ);

ТКР 6,5 і ТКР 7,5 - для дизелів вантажних автомобілів потужністю 100 ... 300 кВт (КамАЗ, КАЗ, ЗІЛ, ГАЗ і ін); ТКР 9 - для дизелів ЯМЗ потужністю 160 ... 550 кВт, що встановлюються на вантажні автомобілі МАЗ, БелАЗ, КрАЗ, трактори «Кіровоць». Конструкція сучасних турбокомпресорів здатна задовільнити більшу частину пропонованих до неї суперечливих вимог.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

В їх число входять висока надійність при різких змінах температури газу перед турбіною, частих пусків і зупинок двигуна, аеродинамічна досконалість і задовільний механічний ККД підшипників, хороші масогабаритні показники, порівняно мала інерційність ротора, технологічність, низька собівартість і малі витрати при експлуатації. Для двигунів потужністю до 660 кВт цим вимогам найбільш добре задовільняє схема турбокомпресора з відцентровим компресором і радіально-осьовою турбіною, колеса яких консольно розташовані по обидві сторони від вузла підшипників. На автомобільних двигунах потужністю понад 660 кВт, як правило, застосовують турбокомпресори типу ТК з осьовою турбіною. Конструкція турбокомпресора типорозміру ТКР 9 показана на рисунку 1.3. [11]

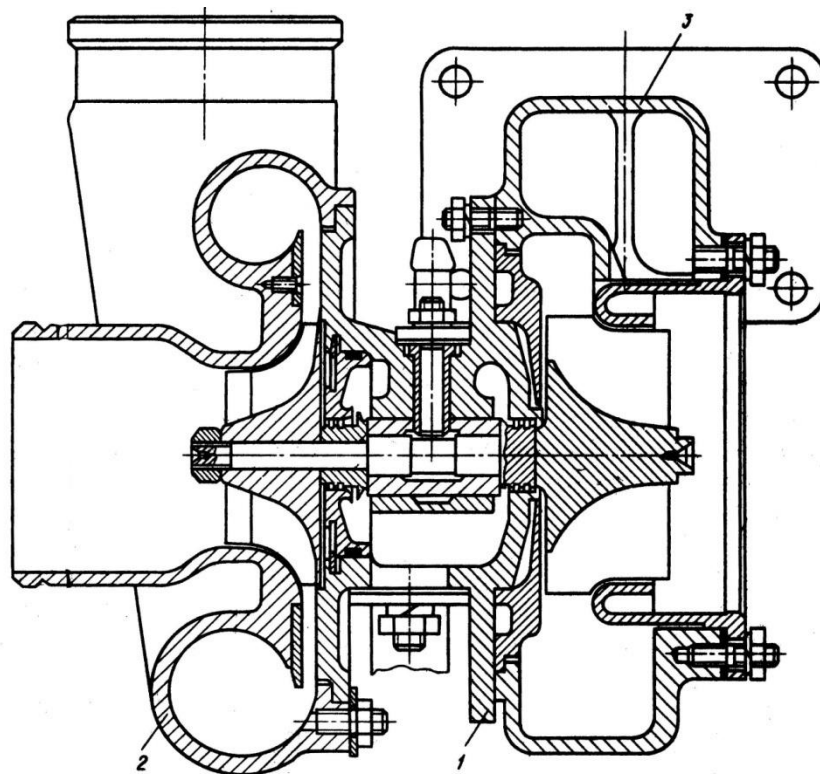


Рисунок 1.3 - Турбокомпресор типорозміру ТКР 9:

1 - корпус підшипників; 2 - корпус компресора; 3 - корпус турбіни

Вона має багато спільних рис з конструкцією турбокомпресорів менших типорозмірів. Проточна частина турбіни 3 утворена одноканальним

										Арк.
										19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>					

безлопаточним вхідним апаратом, виготовленим із спеціального чавуну, і радіально-осьовим колесом з укороченим диском. Колеса відливаються у вакуумі по виплавлених моделях з жароміцного сплаву на нікелевій основі типу АНВ-300. З'єднання колеса турбіни з валом здійснюється шляхом зварювання тертям. Між колесом турбіни і корпусом підшипників 1 розташований тонкостінний теплоізолюючий екран з чавуну. [11]

Проточна частина компресора 2 утворена колесом з радіальними або заломленими назад лопатками, виготовленим зі сплаву АЛ-4, безлопаточним дифузором, із зменшеним поперечним перерізом безпосередньо за колесом і равником з бічним розташуванням спіральної камери. Колесо компресора встановлюється на валу по посадці з зазором та фіксується прецизійною гайкою з лівою різьбою. Кріплення корпусів компресора і турбіни до корпусу підшипника виконано за допомогою болтів і пластинчастих шайб. Корпус підшипників 1 виготовлений з сірого чавуну. Вузол підшипників містить нерухому плаваючу втулку, виготовлену зі сплаву В-195, закріплену в корпусі за допомогою пологого фіксатора, через який підводиться мастильний матеріал в зазори між шийками ротора і втулкою. [11]

Ущільнення масляної порожнини забезпечується пружними розрізними кільцями, встановленими в канавці по два з боку компресора і турбіни. Крім того, з боку компресора перед масловідбивачем додатково для підвищення ефективності ущільнення встановлений тонкостінний штампований екран. Ущільнювальні кільця виготовляють з чавуну або сталі з хромованими торцями за спеціальною технологією. [11]

Необхідно відзначити, що для забезпечення високих показників надійності і ресурсу, рівного ресурсу двигуна, потрібна велика точність виготовлення таких деталей, як вал ротора, втулка підшипника, ущільнювальні кільця, гайка кріплення колеса. Так, допуски на нециліндричність вала становлять 8 мкм, відхилення шийок валу від заданого розміру не повинно перевищувати $\pm (3 \dots 4)$ мкм.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Одним з напрямків розвитку автомобільних турбокомпресорів в останні роки є створення конструкцій мікротурбокомпресорів з діаметром коліс менше 60 мм, призначених для наддуву двигунів легкових автомобілів. [11]

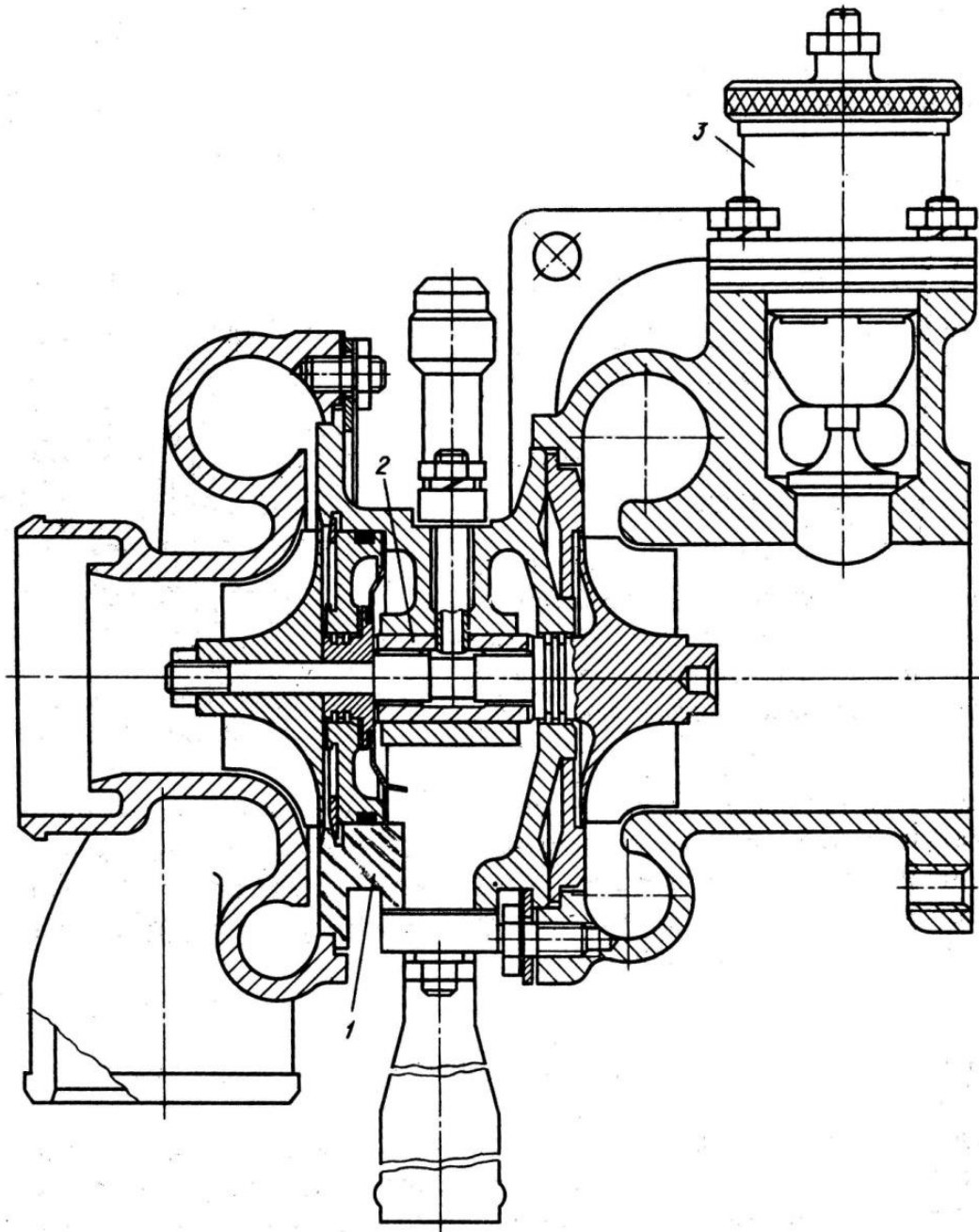


Рисунок 1.4 - Турбокомпресор типорозміру ТКР 5,5:

1 - вузол підшипників; 2 - втулка підшипників; 3 - регулюючий клапан

Основні параметри турбокомпресорів для наддуву автомобільних двигунів та їх тракторних модифікацій приведені в таблиці 1.1.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.605.08.00.00.000ПЗ

Арк.

21

Таблиця 1.1 - Параметри турбокомпресорів

Параметр	Типорозмір турбокомпресора					
	ТКР 4,5	ТКР 5,5	ТКР 6,5	ТКР 7,5	ТКР 9	ТКР 11
Діаметр коліс компресора і турбіни, мм	45...50	55...60	65	70...80	90...95	110
Діапазон потужностей двигунів з наддувом при одному ТКР на двигуні, кВт:						
дизелі	30...70	45...100	65.150	90..220	200350	320.550
бензинові	45...90	60...135	—	—	—	—
Ступінь підвищення тиску	2,2	2,2	2,5	3,0	3,0	3,0
Подача компресора при $\pi_k = 2,0$, кг/с	0,12	0,18	0,25	0,35	0,51	0,75
Максимальна температура газу перед турбіною, К:						
дизелі	975	975	975	975	975	975
бензинові	1225	1225	—	—	—	—
Маса турбокомпресора, кг	4,5	5,5	6,5	8,5	16	22
Основні розміри, мм:						
Довжина	180	200	210	220	270	310
Ширина	130	140	155	170	210	260
Висота	130	150	165	180	230	290

На рисунку 1.2 показана конструкція турбокомпресора типорозміру ТКР 5,5. Вузол підшипників 1 і внутрішні приєднувальні розміри корпусів турбіни і компресора уніфіковані з турбокомпресором меншого типорозміру ТКР 4,5.

Турбокомпресор типорозміру ТКР 5,5 багато в чому конструктивно подібний турбокомпресору типорозміру ТКР 9. Відмінними особливостями його конструкції є відсутність окремого наполегливого під'ятника і наявність вбудованого регулюючого клапана 3 для перепуску частини газу повз турбіни. Осьові зусилля сприймаються торцями плаваючої втулки підшипника 2.

Регулюючий клапан пневматичного типу (рисунок 1.5) порівняно простої конструкції, має чавунний корпус 1, закріплений на корпусі турбіни, в якому переміщається сталевий плунжер 2 з антикорозійним покриттям. [11]

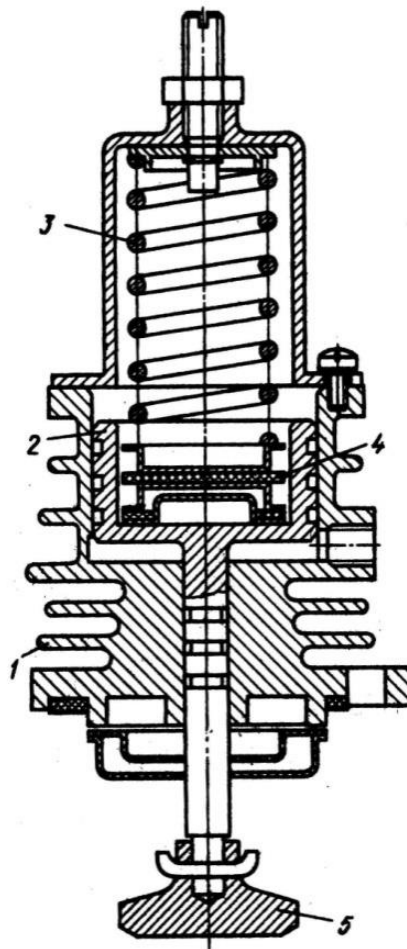


Рисунок 1.5 - Регулюючий перепускний клапан:

1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - пружина; 4 - екран; 5 - тарілка клапана

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.605.08.00.00.000ПЗ

Арк.

23

Порожнина під плунжером з'єднана з вихідним патрубком компресора. Плунжер з'єднаний з клапаном 5 тарілчастого типу, виготовленим з жароміцної сталі. Під дією пружини 3 клапан переміщається в крайнє положення і притискається до сідла в корпусі турбіни. Для забезпечення належної теплоізоляції пружини 3 від потоку теплоти з боку турбіни є екран 4 з азбестовою набивкою між корпусом клапана і порожниною, в яку перепускається газ з турбіни. [12]

Встановлена також азбестова прокладка між плунжером і пружиною, а кришка корпусу клапана виконана напіввідчиненою для кращого відведення тепла в навколишній простір.

Подальші роботи з удосконалення конструкції вітчизняних турбокомпресорів повинні бути спрямовані на підвищення ефективності ущільнень, відпрацювання вузла підшипників при високих окружних швидкостях ($u = 450 \dots 500$ м / с), підвищення ККД турбокомпресора, застосування сучасних керамічних матеріалів для виготовлення коліс турбіни, деталей підшипника, ущільнень і полімерних матеріалів для виготовлення деталей компресора, а також на розробку турбін з ефективним регулюванням їх пропускної спроможності. [12]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Формування технічного завдання на проектування стенда

В рамках даного дипломного проектування необхідно спроектувати стенд для дослідження турбокомпресора агрегату наддуву. На даний момент промисловістю випускається велика кількість турбокомпресорів з різними масо-габаритними і технічними характеристиками. Бажано мати стенд для досліджень усіх їх моделей, проте у зв'язку з великою варіабельністю параметрів, це не представляється можливим. У даному розділі визначаються рамки діапазонів основних параметрів турбокомпресорів, для яких буде проектуватися стенд. [15]

Аналізуючи технічну літературу по турбокомпресорах вітчизняного та імпорного виробництва, був зроблений висновок про параметри турбокомпресорів, застосовуваних для наддуву автомобільних ДВЗ в сучасному двигунобудуванні.

Повний абсолютний тиск на виході з компресора:

Діапазон повного абсолютного тиску на виході з компресора (P_k^*) в сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах 150 ... 350 кПа. Але найбільш потрібний в автомобільному двигунобудуванні малий і середній наддув. У зв'язку з цим обмежимося ступенем підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,5...2,5$. Таким чином, проектуваний стенд повинен бути розрахований на дослідження турбокомпресорів з повним тиском на виході з компресора $P_k^* = 150...250 \text{ кПа}$.

Температура на вході в компресор [15]

Автомобільні двигуни з наддувом експлуатуються в різних кліматичних умовах, починаючи від північних широт, де температура навколишнього середовища доходить до $T_H = -50^\circ\text{C}$, до екваторіальних, де T_H досягає $+50^\circ\text{C}$. Таким чином, діапазон температур на вході в компресор знаходиться в межах $T_H = 220...320\text{K}$.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Тиск на вході в компресор:

Тиск біля поверхні землі змінюється в залежності від висоти над рівнем моря. Двигуни з наддувом можуть експлуатуватися як на морі, так і в гірських умовах, де тиск навколишнього середовища значно менше, ніж над поверхнею світового океану. Так, на висоті близько 3000 м, над рівнем моря $P_H = 70 \text{ кПа}$. Тоді діапазон тиску на вході в компресор буде обмежений значеннями $P_H = 70 \dots 130 \text{ кПа}$. [15]

Витрата стисненого повітря через компресор:

Аналізуючи параметри турбокомпресорів, вироблених сучасною промисловістю, діапазон витрати повітря через компресор становить $G_B = 0,01 \dots 0,8 \text{ кг/с}$. Однак для наддуву двигунів порівняно невеликої потужності (до 200 кВт) використовуються турбокомпресори з подачею компресора до $0,5 \text{ кг/с}$. Таким чином, обмежимося дослідженням турбокомпресорів з витратою повітря через компресор в діапазоні $G_B = 0,1 \dots 0,5 \text{ кг/с}$.

Частота обертання вала турбокомпресора:

Перші турбокомпресори для наддуву ДВЗ мали розрахункову частоту обертання ротора 40000-60000. Однак у процесі розвитку вона зростала. Це пояснюється тим, що продуктивність компресора безпосередньо пов'язана з обертаючою швидкістю робочого колеса. У ранніх конструкціях ТКР використовувалися робочі колеса порівняно великих розмірів, відповідно і частота обертання була невеликою. Внаслідок науково-технічного прогресу стало можливим використання нових матеріалів і конструкцій підшипників. Це дало змогу суттєво збільшити швидкість обертання ротора (до 300000 мин^{-1}), а, отже, і значно зменшити габарити всього агрегату в цілому. Для проектування випробувального стенду обмежимося розрахунковою частотою обертання ротора в межах $n = 100000 - 300000 \text{ мин}^{-1}$, а діапазон досліджуваної частоти обертання приймемо рівним $n = 30000 - 150000 \text{ мин}^{-1}$. [15]

Потужність на валу компресора

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

У технічній літературі по турбокомпресорах потужність на валу компресора не дається. Це пов'язано з тим, що потужність, що розвивається турбіною, повністю передається компресору, який витрачає її на ізоентропічну роботу стиснення (також, її незначна частина втрачається у вузлах підшипників). У зв'язку з цим, немає такого поняття як «потужність турбокомпресора». Однак, потужність, необхідна компресору для виконання поставлених перед ним завдань, може бути розрахована за формулою:

$$N_K = \frac{L_{KS} G_B}{\eta_K}, \quad (2.1)$$

де L_{KS} - ізоентропічна робота стиснення повітря у компресорі,

G_B - витрата повітря через компресор,

η_K - ККД компресора.

Для сучасних компресорів $\eta_K = 0,75 \dots 0,8$.

Ізоентропічна робота стиснення розраховується за формулою:

$$L_{KS} = \frac{k}{k-1} RT_H \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.2)$$

де k - коефіцієнт ізоентропи (для повітря $k = 1,4$);

R - газова постійна ($R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

Для визначення діапазону потужностей, розрахуємо їх максимальні і мінімальні розрахункові значення, використовуючи прийняті вище інтервали параметрів.

$$L_{KS \min} = \frac{k}{k-1} RT_{H \min} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.3)$$

$$L_{KS \min} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 220 \left(1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 27143 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \approx 27000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$L_{KS \max} = \frac{k}{k-1} RT_{H \max} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (2.4)$$

$$L_{KS \max} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 320 \left(2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 96195 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \approx 96000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$N_{K \min} = \frac{L_{KS \min} G_{B \min}}{\eta_{K \max}}, \quad (2.5)$$

$$N_{K \min} = \frac{27000 \cdot 0,1}{0,80} \approx 3300 \text{ Вт} = 3,3 \text{ кВт}$$

$$N_{K \max} = \frac{L_{KS \max} G_{B \max}}{\eta_{K \min}}. \quad (2.6)$$

$$N_{K \max} = \frac{96000 \cdot 0,5}{0,75} \approx 64000 \text{ Вт} = 64 \text{ кВт}$$

Таким чином виходить діапазон потужності на розрахункових режимах, що поглинається компресором $N_K = 3,3...64 \text{ кВт}$.

Крутний момент на валу компресора:

Крутний момент на валу компресора залежить від потужності і частоти обертання і визначається з наступного співвідношення:

$$M_{кр}^K = \frac{30 N_K}{\pi \cdot n}. \quad (2.7)$$

Діапазон зміни крутного моменту знайдемо наступним чином. Знайдемо найбільший крутний момент на валу турбокомпресора при найменшій частоті обертання:

$$M_{кр \min}^K = \frac{30 N_{K \min}}{\pi \cdot n_{\max}}, \quad (2.8)$$

$$M_{кр \min}^K = \frac{30 \cdot 3300}{\pi \cdot 150000} = 0,21 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кр \max}^K = \frac{30 N_{K \max}}{\pi \cdot n_{\min}}. \quad (2.9)$$

$$M_{кр \max}^K = \frac{30 \cdot 64000}{\pi \cdot 30000} = 20,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, проектувана випробувальна установка має бути розрахована на випробування турбокомпресорів з обертовим моментом на валу компресора і турбіни в межах $M_{кр}^K = 0,2...20 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Витрата відпрацьованих газів через досліджувану турбіну:

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Витрата відпрацьованих газів через турбіну дорівнює витраті повітря через компресор, за умови відсутності втрати робочого тіла в ДВЗ. Тому $G_T = G_B = 0,1...0,5 \text{ кг/с}$.

Повний абсолютний тиск на вході в турбіну:

Для сучасних автомобільних ДВЗ, повний абсолютний тиск відпрацьованих газів у випускному колекторі коливається в межах $P_{T^*} = 105...180 \text{ кПа}$.

Повна температура на вході в турбіну:

Повна температура відпрацьованих газів у випускному трубопроводі сучасних ДВС, відповідно до наведеного вище огляду технічної літератури, знаходиться в діапазоні $T_{T^*} = 850...1200 \text{ К}$.

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни:

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни із умови роботи турбокомпресора в складі ДВС повинні бути рівні частоті обертання, потужності і моменту на валу компресора. Однак, при визначенні потужності, необхідно врахувати втрати на тертя в підшипниках, тобто механічний ККД турбокомпресора, який в свою чергу повністю залежить від конструкції турбокомпресора і в сучасних ТКР знаходиться в межах. [15]

Крім проектування випробувальної установки, в рамках даного дипломного проекту, необхідно розробити методику випробування турбокомпресора на цьому стенді. Результатом випробувань повинні з'явитися наступні характеристики:

Досліджувана турбіна:

- Потужності характеристики:

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \sqrt{T_0^*}} = f(Y_T; \pi_T) \quad (2.10)$$

де Y_T - параметр навантаженості турбіни, π_T - ступінь зниження тиску в турбіні;

- Моментна характеристика:

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{P_0^*} = f(Y_T; \pi_T) \quad (2.11)$$

де $\bar{M}_{кр}$ - приведений крутний момент на валу турбіни;

- ККД-характеристика турбіни:

$$\eta_T = f(Y_T; \pi_T) \quad (2.12)$$

- Видаткова характеристика:

$$\frac{P_T^*}{G_T \sqrt{T_T^*}} = f(Y_T; \pi_T) \quad (2.13)$$

Досліджуваний компресор:

- Напірна характеристика (напір - питома робота на окружності робочого колеса):

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = f(G_{впр}; n_{нр}) \quad (2.14)$$

Наведена витрата повітря:

$$G_{впр} = G_B \sqrt{\frac{T_H}{288} \frac{101,33}{P_H}} \quad (2.15)$$

- приведена частота обертання.

$$n_{нр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}} \quad (2.16)$$

- ККД - характеристика компресора:

$$\eta_K = f(G_{впр}; n_{нр}) \quad (2.17)$$

Характеристики турбокомпресора в цілому:

Залежними параметрами є:

- ККД турбокомпресора:

$$\eta_{TK} = \frac{G_B L_{SK}}{G_T L_{ST}} = \frac{G_B \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B T_H \left(\pi_K^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)}{G_T \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \right)} \quad (2.18)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

- Наведена витрата повітря через компресор:

$$G_{B\Pi\Pi} = \frac{G_B \sqrt{T_H} 101,33}{P_H \sqrt{288}} \quad (2.19)$$

- Коефіцієнт ізоентропічного напору компресора:

$$\bar{H}_S = \frac{H_S}{u_2^2} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \cdot T_H \left[(\pi_K)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \right)^2} \quad (2.20)$$

- Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H} \quad (2.21)$$

Універсальними незалежними параметрами є параметр навантаженості турбіни u_T (що визначається температурою газу на вході в турбіну) і ступінь зниження тиску в турбіні π_T

2.2 Схема вимірювань стенда та її опис

2.2.1 Опис схеми стенду

Схема вимірювань стенду, представлена на рисунку 1.1, складається з наступних основних елементів: випробуваного турбокомпресора; паливної системи; спеціального балона зі стисненим повітрям (замість нього може бути використана мережу живлення стиснутим повітрям), що подає повітря в камеру згоряння (тип камери згоряння реактивного двигуна) на режимах запуску турбокомпресорів; багатоканального реєстратора сигналів, що надходять з первинних вимірювальних перетворювачів; панелі управління; ЕОМ, що застосовується для обробки інформації; спеціальної установки, що імітує роботу газорозподільного механізму ДВЗ. Можлива також інша схема без останнього пристрою, що значно скорочує витрати на проведення випробувань.

Принцип дії установки наступний. На початку експерименту клапан 10 знаходиться в закритому стані. Відкриваючи клапан 8, повітря зі спеціального

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>					31

балона 9 (або з мережі живлення стиснутим повітрям) надходить в камеру згоряння 3. У цей момент, паливо з бака 14, за допомогою насоса 12, надходить до форсунки 4, через вентиль 5, який регулює витрату палива. Потім, газ з камери згоряння надходить у спеціальний пристрій 2, що імітує роботу газорозподільного механізму в ДВС. Цей елемент необхідний для створення умов роботи турбокомпресора, більш наближених до реальних, а саме, для створення пульсацій газу, які мають місце у випускному колекторі реального ДВЗ. Для зниження витрат на випробування, а також у тих випадках, коли випробуваний турбокомпресор застосовується не для наддуву поршневого двигуна, випробування можна проводити і без елемента 2. Для цього передбачена спеціальна труба 22, яка кріпиться до трубопроводу на ділянці від камери згоряння до турбокомпресора через фланці. Потім газ надходить у турбіну турбокомпресора 1, де після скоєння роботи, відводиться в атмосферу. У цей момент в компресорі проводиться робота по стисненню повітря, яке поступає в нього з атмосфери через фільтр 20. Так як кран 10 на режимі запуску випробуваної установки знаходиться в закритому положенні, то стиснене повітря на виході з компресора, через відкритий вентиль 16 і дросельну заслінку 17 виходить в атмосферу. [15]

Після того як частота обертання турбокомпресора досягла необхідного значення (тиск на виході з компресора перевищує 300 кПа), вентиль 10 відкривається, а 8 і 16 закриваються. У цей момент стиснене повітря з компресора перестає витікати в атмосферу і надходить в камеру згоряння. Тільки в цей момент можна приступати до вимірів параметрів газу і турбокомпресора. [15]

Режим роботи турбіни встановлюється зміною витрати і температури газу. Зміна витрати газу через турбіну досягається за допомогою вентиля 7, а через компресор (при закритому вентилі 10) дросельною заслінкою 17. Необхідна температура робочих газів, що надходять з камери згоряння в турбіну, встановлюється зміною кількості палива, що впорскується форсункою в камеру згоряння, за допомогою вентиля 5. Управління вентилями 5, 7, 8, 10, 16

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

дросельною заслінкою 17 і режимом роботи елемента 2 проводиться за допомогою винесеною панелі управління 11 вручну, або за допомогою ЕОМ 15, до якої підключаються керуючі органи з панелі 11. Реєстрація вимірних параметрів здійснюється за допомогою реєстратора 18, який передає всю інформацію в ЕОМ. [15]

Потужність, що розвивається турбіною, поглинається компресором, який виконує роль повітряного гальма.

Для усунення теплових втрат у навколишнє середовище, трубопроводи на ділянці від камери згоряння до входу в турбіну і виходу з неї, а також на виході з компресора, теплоізолювані. [15]

2.3 Вимірювані параметри

В ході проведення випробувань, вимірюються наступні параметри:

P_H - Тиск навколишнього середовища;

T_H - Температура навколишнього середовища;

P_K^* - Повний тиск на виході з компресора;

T_K^* - Повна температура на виході з компресора;

G_B - Витрата повітря через компресор;

G_T - Витрата газу через турбіну;

G_T - Витрата палива;

P_0^* - Повний тиск на вході в турбіну;

T_0^* - Повна температура на вході в турбіну;

P_T - Статичний тиск на виході з турбіни;

T_T^* - Повна температура на виході з турбіни;

M_{KP} - Крутний момент на валу турбокомпресора;

n - Частота обертання валу турбокомпресора.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.4 Датчики вимірювання тиску

При вимірюванні тиску використовуються перетворювачі тиску вимірювальні АІР-10 (далі - АІР-10), виробництва фірми «Елемер», які призначені для безперервного перетворення значень надлишкового тиску, абсолютного тиску і різниці тисків рідких та газоподібних, у тому числі агресивних, середовищ в уніфікований вихідний струмовий сигнал. АІР-10 використовуються в системах автоматичного контролю, регулювання і управління технологічними процесами. [15]

Перетворювачі випускаються в двох модифікаціях АІР-10/М1 і АІР-10/М2, що відрізняються конструктивним виконанням і стійкістю до електромагнітних перешкод. [15]

АІР-10 можуть підключатися до комп'ютера за допомогою інтерфейсу RS 232 для градування та конфігурування. Конфігурування АІР-10 включає в себе зміну діапазонів вимірювання, вибір залежності вихідного сигналу від вхідного (зростаючою з вихідним уніфікованим сигналом 4-20 мА або спадної з вихідним уніфікованим сигналом 20-4 мА), установку числа усереднення (часу демпфування). [15]

Для визначення абсолютного тиску навколишнього середовища (тиску на вході в компресор P_H) і тиску на виході з турбіни P_T , підходить датчик АІР-10/М1-ДА, моделі 1035. Для визначення повного абсолютного тиску на виході з компресора P_K^* і на вході в турбіну P_0^* застосовується той же датчик, але вже моделі 1055. Характеристики цих датчиків представлені в таблиці 2.1.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таблиця 2.1 - Характеристики датчиків тиску

Шифр Перетворювача	Код моделі	Максимальна верхня межа вимірювань	Ряд верхніх меж вимірювань по ГОСТ 22520-85	Максимальний (випробувальний) тиск	Межі допустимої основної приведенної похибки γ , %
АІР-10/М1-ДА	1055	600 кПа	25	1200 кПа	±3,0
			40		±2,0
			60		±1,5
			100		±1,0
			160		±0,8
			250		±0,5
			400		±0,5
			600		±0,5
	1035	110 кПа	4	300 кПа	±3,0
			6		±2,0
			10		±1,5
			16		±1,0
			25		±0,8
			40		±0,5
			60		±0,5
			110		±0,5



Рисунок 2.1 - датчик АІР-10

Загальний вигляд, а також габаритні і приєднувальні розміри датчика АІР-10 представлені на рисунку 2.1.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

2.5 Датчики вимірювання температури

Для вимірювання температури можуть застосовуватися датчики двох типів: термоперетворювачі опору (ТС) та перетворювачі термоелектричні, або як їх ще називають - термопари (ТП). [15]

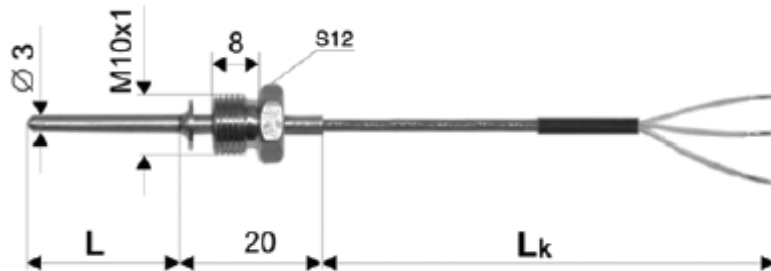


Рисунок 2.2 – Термоперетворювач опору ТС 1388/7

ТЗ являє собою реагуючий на температуру пристрій, що складається з чутливого елемента (ЧЕ) із захисною оболонкою, внутрішніх сполучних проводів і зовнішніх виходів, що дозволяють здійснювати підключення до електричних вимірювальних пристроїв. Принцип роботи ТЗ заснований на залежності опору ЧЕ від температури. ЧЕ виготовляється відповідно до ГОСТ 6651-94 з платини і міді. Конструкцією ТЗ передбачено розміщення одного чи двох ЧЕ в одній захисній оболонці, яка забезпечує хороший контакт з вимірюваним середовищем і оберігає його від зовнішніх пошкоджень. [15]

В якості первинного вимірювального перетворювача для вимірювання температури на вході в компресор T_H , і вихід з нього T_K^* використовується датчик ТС 1388/7. Даний датчик розрахований на вимірювання температури в межах від мінус 50 до +200. Номінальне значення опору при 0°C дорівнює 100 Ом. Межі допустимого відхилення опору, при вимірюваній температурі t , виражені в відсотках відповідають $\pm (0,3 + 0,005 | t |)$.

ТП призначені для вимірювання температури твердих, рідких, газоподібних і сипучих речовин в діапазоні температур від мінус 40 до плюс 1800°C . ТП являють собою реагуючі на температуру пристрої, що

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					36

КРБ.605.08.00.00.000ПЗ

складаються з чутливого елемента із захисною оболонкою, ізолюваного або неізолюваного від захисної арматури робочого спаю і зовнішніх виводів, що дозволяють здійснити підключення до електричних вимірювальних пристроїв. Термочутливі елементи ТП знаходяться в захисній арматурі, яка забезпечує хороший контакт з вимірюваним середовищем і оберігає чутливі елементи від зовнішніх пошкоджень. Матеріал захисної арматури для ТП залежить від робочого діапазону вимірюваних температур. Принцип роботи ТП заснований на залежності термоелектрорушійної сили від температури. [15]

Для вимірювання температури газів на вході в турбіну T_0^* і виході з неї T_T^* застосовуються термопари зі сплаву хромель-алюмель (ХА). Діапазон вимірювання температур у даних ТП коливається в межах -200 ... 1300.

2.6 Визначення витрати повітря

Для визначення витрати повітря, що проходить через компресор G_B і камеру згорання G_T , застосовується термоанемометричний датчик витрати газу ST75 фірми FCI (див. рисунок 2.3). Дія термоанемометричних масових витратомірів засноване на принципі теплової дисперсії, по якому співвідношення між швидкістю потоку і процесом охолодження безпосередньо залежить від масової витрати газу. Нова модель термоанемометричного датчика витрати газу ST75 характеризується високою точністю, простотою установки, відсутністю рухомих частин і призначена для керування витратою повітря або іншими видами газів. В якості вимірювального елемента використовується платиновий термометр опору. У поєднанні з мікропроцесорним електронним блоком і точним заводським калібруванням, витратомір забезпечує високу точність, швидкий відгук і практично не вимагає техобслуговування. [16]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37



Рисунок 2.3 – загальний вигляд термоанемометричного датчика

Завдяки прямому вимірюванню витрати на основі термоанемометричної технології виключається необхідність в установці додаткових сенсорів, необхідних при використанні інших технологій вимірювань. [16]

Витратомір має 2 аналогових виходи, 4 - 20 мА і 0 - 10 В, програмовані на місці на вимірювання витрати або температури. Витрата може відобразитися як в об'ємних, так і в масових одиницях виміру.

Модель комплектується стандартним послідовним портом входів / виходів RS232 для конфігурування, пошуку несправностей і зчитування інформації.

Деякі технічні характеристики:

- діапазон вимірювань: 0,001 ... 0,6 кг / с;
- точність: $\pm 2\%$;
- температура газу: $-18 \dots +115 \text{ }^\circ\text{C}$. [16]

2.7 Вимірювання витрати палива

Вимірювання витрати палива виробляється за допомогою датчика витрат палива ДРТ-300, виробництва фірми «Технотон» (рисунок 2.4). До достоїнств цього датчика відносяться нечутливість його до забруднення палива та висока точність вимірювання. [16]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

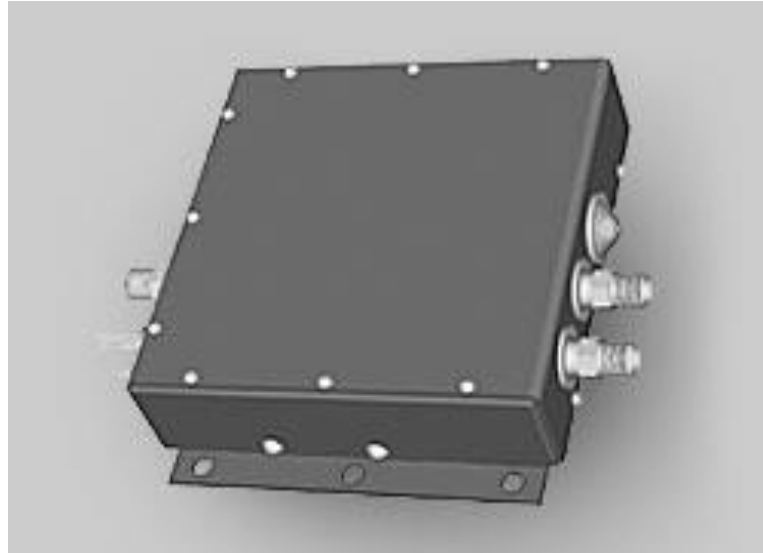


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд датчика витрат палива ДРТ-300

Деякі технічні характеристики:

- діапазон вимірювання: 0,5 ... 100 л / год;
- вихідний сигнал: імпульси і цифрові повідомлення по RS 485;
- відносна точність вимірювання: $\pm 1\%$;
- робоча температура: $-30 \dots +80 \text{ }^\circ\text{C}$;
- маса, не більше: 5 кг;
- розміри: $300 \times 250 \times 60 \text{ мм}$. [16]

2.8 Вимірювання частоти обертання і крутного моменту

Вимірювання частоти обертання вала турбокомпресора і крутного моменту проводиться за допомогою оптоволоконних датчиків. У корпусі ТКР виконані два отвори, через які до вала підводяться скляні світловоди. Ці світловоди, за допомогою оптоволоконного кабелю передають сигнал на реєстратор. Сигнал, у вигляді світлового імпульсу, утворюється при проходженні риски біля скляного світловода (заломлення променя світла). На кожен оборот вала турбокомпресора припадає по одному сигналу з кожного датчика. Замір крутного моменту проводиться по скручуванню вала, яке пропорційно проміжку часу між сигналами з двох датчиків. [16]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Частота обертання може фіксуватися одним датчиком: кількість імпульсів в одиницю часу. Таким чином, на екрані реєстратора відображається відразу два вимірюваних параметра: крутний момент і частота обертання. Інформація з реєстратора може відправлятися на центральну ЕОМ по засобах стандартного послідовного порту RS232.

2.9 Реєстрація вимірюваних параметрів

Як видно з попередніх пунктів, усі параметри вимірюються датчиками, на виході у яких є уніфіковані сигнали у вигляді сили струму, напруги, частоти або опору. Це дозволяє реєструвати, запам'ятовувати і переробляти дані сигнали одним багатоканальним реєстратором, що в свою чергу позитивно позначається на якості, вартості та часі проведення експерименту. В якості такого приладу використовується багатоканальний реєстратор РМТ 59 виробництва фірми «Елемер» (див. рисунок 2.5). Реєстратор багатоканальний безпаперовий РМТ 59 призначений для вимірювання, реєстрації та контролю температури та інших неелектричних величин (частоти, тиску, витрат, рівня й інших), перетворених в електричні сигнали сили, напруги постійного струму і активний опір постійного струму. [16]



Рисунок 2.5 – Регістратор багатоканальний РМТ - 59

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Деякі функціональні можливості:

- результати вимірювань відображаються на дисплеї у вигляді чисел, графіків, гістограм в різних поєднаннях. Кількість екранних форм і вид відображення даних на кожній екранній формі конфігурується користувачем. Перемикання між екранними формами здійснюється з клавіатури приладу. Максимальна кількість екранних форм - 10;

- в РМТ 59 застосована паралельна обробка сигналів по вимірювальних каналах, цикл опитування всіх каналів близько 1 секунди; [15]

- конфігурація здійснюється споживачем з кнопкової клавіатури, або по інтерфейсу RS 232 або RS 485 (прилад має комбінований інтерфейс) за допомогою спеціальної програми або через USB Flash card.

Таким чином, сигнали зі всіх датчиків надходять безпосередньо на вхід РМТ 59. Далі інформація по інтерфейсу RS 232 направляєтся для подальшої обробки на ЕОМ. [14]

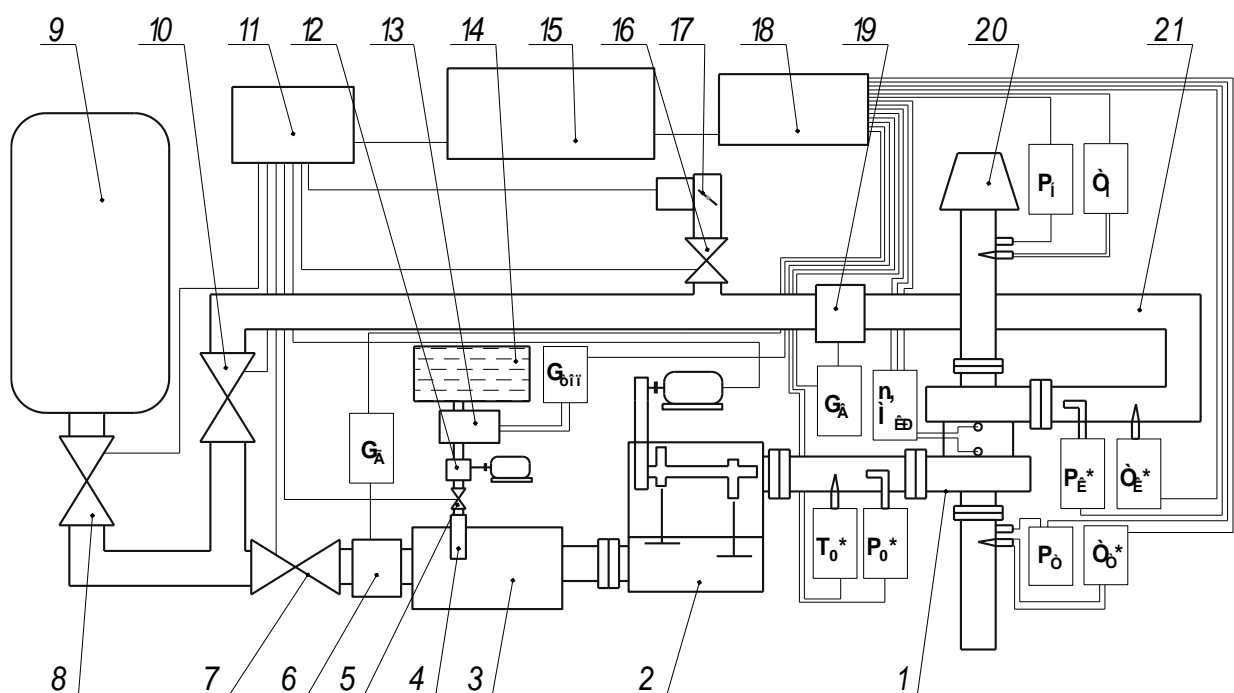


Рисунок 2.6 – Вимірювальна схема

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.605.08.00.00.000ПЗ

Арк.

41

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}}. \quad (2.23)$$

Що стосується турбіни, то для неї також використовуються універсальні характеристики, у яких в якості параметрів, що характеризують режим роботи турбіни, використовуються параметр завантаженості і ступінь зниження тиску:

$$y_T = \frac{u_1}{\sqrt{2L_{ст}}}, \quad (2.24)$$

де u_1 - окружна швидкість робочого колеса турбіни на зовнішньому діаметрі, $L_{ст}$ - ізоентропічна робота розширення газу в турбіні;

$$\pi_T = \frac{P_T}{P_0^*}. \quad (2.25)$$

2.11 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для компресора

Для проведення випробувань компресора клапан повинен знаходитися в закритому положенні, а пізніше у відкритому. При цьому регулюючими параметрами є витрата повітря через компресор і частота обертання вала турбокомпресора. Регулювання витрати виконується з керуючої панелі дросельною заслінкою, а частота обертання - витратою газу через турбіну, за допомогою клапана. [14]

Для побудови характеристик компресора, використовуються шість частот обертання (від 50000 хв⁻¹ до 300000 хв⁻¹ з інтервалом в 50000 хв⁻¹) і п'ять рівнів витрат повітря (від $G_{\min} = 0,1 \text{ кг/с}$ до $G_{\max} = 0,5 \text{ кг/с}$ з інтервалом в $0,1 \text{ кг/с}$). Таким чином, встановивши частоту обертання 50000 хв⁻¹, і за допомогою заслінки витрат $G_1 = 0,1 \text{ кг/с}$, проводиться замір таких параметрів: $T_H, P_H, P_K^*, T_K^*, M_{кр}$. Потім, поступово закриваючи дросель, проводиться ще чотири виміри при інших витратах повітря. Потім, збільшуючи витрату газу через турбіну, встановлюємо частоту обертання вала на рівні 100000 хв⁻¹ і робимо знову 5 замірів параметрів при різних положеннях дросельної заслінки. Таким чином,

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повторивши дані дії для всіх частот обертання, виходить ряд даних у вигляді таблиці 2.2, за допомогою якого необхідно побудувати універсальні характеристики компресора. [15]

Для побудови універсальної напірної характеристики $\bar{H} = f(G_{ВПР}; n_{ПР})$, необхідно перейти до універсальних параметрів витрати і частоти, що можна зробити за наведеними вище формулами. Напір (витрачена робота) визначається за наступною формулою:

$$H = \frac{N_K}{G_B} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_B}. \quad (2.26)$$

Універсальною характеристикою напору є коефіцієнт витраченого напору:

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n \cdot 60^2}{30 \cdot G_B \cdot \pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \frac{120 M_{KP}}{G_B \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot n}, \quad (2.27)$$

де D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса.

Таким чином, використовуючи ці формули, можна отримати ряд даних для побудови універсальної напірної характеристики (див. таблицю 2.2).

Аналогічно напірній характеристиці, будується ККД - характеристика компресора, де ККД компресора визначається зі співвідношення:

$$\eta_K = \frac{L_{KS}}{L_K} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{N_K}{G_B}} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_B}} \quad (2.28)$$

2.12 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбіни

Для проведення випробувань турбіни, вентиль повинен знаходитися в закритому положенні, а пізніше у відкритому. При цьому регулюючими параметрами є тиск на вході в турбіну P_0^* (за рахунок вентиля) і частота

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					44

обертання вала турбокомпресора (за рахунок регулювання витрати повітря через компресор дросельною заслінкою). [16]

Для побудови характеристик турбіни, використовуються шість частот обертання (від 50000 хв⁻¹ до 300000 хв⁻¹ з інтервалом в 50000 хв⁻¹) і п'ять тисків на вході в турбіну (від $P_0^* = 105 \text{ кПа}$ до $P_0^* = 185 \text{ кПа}$ з інтервалом в 20 кПа). Таким чином, встановивши частоту обертання 50000 хв⁻¹, за допомогою заслінки, і тиск $P_0^* = 105 \text{ кПа}$, за допомогою вентиля, проводиться замір таких параметрів: $T_0^*, P_T, T_T, G_T, M_{кр}$. Потім, поступово збільшуючи тиск P_0^* , проводиться ще чотири виміри цих же параметрів, але вже при значеннях $P_0^* = 125 \text{ кПа}, P_0^* = 145 \text{ кПа}, P_0^* = 165 \text{ кПа}, P_0^* = 185 \text{ кПа}$. Зауважимо, що при переході на кожне наступне значення P_0^* , необхідно за допомогою витрати повітря через компресор, відновлювати частоту обертання вала турбокомпресора до значення $n = 50000 \text{ хв}^{-1}$. Так само, за допомогою витрати палива, необхідно підтримувати постійну температуру на вході в турбіну T_0^* . Потім, змінивши частоту обертання вала до $n = 100000 \text{ мин}^{-1}$, проводиться знову 5 замірів параметрів при різних значеннях P_0^* . Таким чином, повторивши дані дії для всіх частот обертання, вийде ряд вимірюваних параметрів у вигляді таблиці 2.4, за допомогою якого необхідно побудувати універсальні характеристики турбіни. [16]

Для побудови універсальних характеристик турбіни, необхідно перейти до універсальних параметрами, які характеризують режим роботи турбіни. Як було показано вище, такими є параметр навантаженості (регулюється частотою обертання) і ступінь зниження тиску (регулюється тиском на вході в турбіну). Визначити їх значення можна за наступними формулами:

$$y_T = \frac{u_1}{\sqrt{2L_{ст}}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \sqrt{2 \frac{k_T}{k_T - 1} R_T \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right]}}, \quad (2.29)$$

					КРБ.605.08.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$\pi_T = \frac{P_T}{P_0^*}. \quad (2.30)$$

Для побудови характеристик турбіни використовуються універсальні параметри. Це пов'язано з тим, що нормальні характеристики залежать від зовнішніх умов. Вид універсальних параметрів визначається за допомогою теорії подібності. [16]

Потужності характеристики турбіни виражається залежністю $\bar{N}_T = f(y_T; \pi_T)$, де параметр потужності визначається за формулою:

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}}. \quad (2.31)$$

Характеристика по крутному моменту виражається залежністю $\bar{M}_{KP} = f(y_T; \pi_T)$, де наведений крутний момент виражається так:

$$\bar{M}_{KP} = \frac{M_{KP}}{P_0^*}. \quad (2.32)$$

ККД - характеристика турбіни являє собою залежність $\eta_T = f(y_T; \pi_T)$, а силовий ККД визначається за допомогою формули:

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_T \cdot L_{ST}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G \cdot \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}} \right]}. \quad (2.33)$$

Видаткова характеристика турбіни виражається залежністю, де параметр витрати визначається за формулою:

$$\bar{G} = \frac{G \cdot \sqrt{T_0^*}}{P_0^*}. \quad (2.34)$$

Таким чином, підставивши у всі вищеописані формули результати експерименту, можна побудувати всі характеристики. Ряд даних для побудови характеристик (в загальному вигляді для всіх характеристик), може бути представлений у вигляді таблиці. [16]

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

2.13 Алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбокомпресора

Для початку випробувань турбокомпресора, необхідно вивести випробувальну установку на режим випробування турбокомпресора. Під даним режимом мається на увазі робота турбокомпресора в умовах, аналогічних реальним (стиснене повітря з компресора потрапляє в камеру згоряння, де до нього підводиться теплота згорілого палива, потім через елементи в турбіну, звідки газ, зробивши роботу розширення, виходить в атмосферу). Таким чином, при випробуваннях турбокомпресора клапан повинен знаходитися в закритому стані, а клапани у відкритому. Універсальними незамінними параметрами є параметр навантаженості турбіни u_T (що визначається температурою газу на вході в турбіну) і ступінь зниження тиску в турбіні π_T . При даних випробуваннях π_T регулюється тиском на вході в турбіну P_0^* , за рахунок клапана. [16]

Залежними параметрами є:

- ККД турбокомпресора:

$$\eta_{TK} = \frac{G_B L_{SK}}{G_T L_{ST}} = \frac{G_B \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B T_H \left(\pi_K^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)}{G_T \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \right)} \quad (2.35)$$

- Наведення витрати повітря через компресор:

$$G_{BIP} = \frac{G_B \sqrt{T_H}}{P_H} \frac{101,33}{\sqrt{288}} \quad (2.36)$$

- Коефіцієнт ізентропічного напору компресора:

$$\bar{H}_S = \frac{H_S}{u_2^2} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \cdot T_H \left[\left(\pi_K \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \right)^2} \quad (2.37)$$

- Ступінь підвищення тиску в компресорі:

					КРБ.605.08.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H} \quad (2.38)$$

Для виведення випробуваної установки на режим випробування турбокомпресора, необхідно провести наступні дії:

- перекрити вентиль і відкрити вентиль інший з дросельною заслінкою на 100%. Таким чином, при розкручуванні валу турбокомпресора, стиснене повітря з компресора буде виходити в атмосферу.
- відкрити вентиль для подачі повітря з мережі живлення в турбіну.
- відкрити вентилем подачу палива в камеру згоряння, при цьому насос повинен бути включеним в електричну мережу.
- запустити установку, що імітує роботу газорозподільного механізму ДВС.
- після того, як частота обертання валу турбокомпресора досягла значення 50000 хв^{-1} , закрити вентиль 8, при цьому одночасно закриваючи вентиль. Тим самим забезпечується подача повітря в камеру згоряння не від мережі живлення стиснутим повітрям, а від компресора. Тепер, коли турбокомпресор працює в умовах, схожих з реальними умовами роботи ДВС з наддувом, можна приступати безпосередньо до випробувань турбокомпресора. На початку випробувань, за допомогою витрати повітря, встановлюється тиск на вході в турбіну $P_0^* = 105 \text{ кПа}$ і за допомогою витрати палива - температура на вході в турбіну $T_0^* = 900 \text{ К}$. За даних умов проводиться вимір наступних параметрів: $G_B, G_T, P_H, T_H, P_K^*, T_K^*, P_T, T_T^*, n$. Після реєстрації даних параметрів, за допомогою вентиля 5, встановлюється температура газу на вході в турбіну $T_0^* = 950 \text{ К}$, при цьому необхідно відновити тиск $P_0^* = 105 \text{ кПа}$. Зробивши заміри всіх параметрів, переходять до наступної температури $T_0^* = 1000 \text{ К}$, і так далі до $T_0^* = 1150 \text{ К}$. Потім, змінивши розхід повітря, встановлюється тиск $P_0^* = 125 \text{ кПа}$, після чого повторюються виміри всіх перерахованих параметрів для кожного значення температури T_0^* (значення температур ті ж самі). Після проведення даних дій

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

виходить ряд вимірюваних параметрів у вигляді таблиці 2.7, за допомогою якого необхідно побудувати характеристики турбокомпресора. [15]

Таким чином, використовуючи дані з таблиці 2.7 та формули для визначення універсальних параметрів, можна отримати ряд даних для побудови характеристик турбокомпресора.

2.14 Методика визначення похибки вимірювання

При проведенні випробування турбокомпресора деякі параметри неможливо отримати прямими вимірами, тому доводиться застосовувати непрямий метод вимірювання. У цьому випадку на точність визначуваного параметра буде впливати точність параметрів, які використовуються для одержання шуканого. У рамках даної роботи використовується методика визначення похибки параметрів, викладена в джерелі, яка базується на порядку обробки вимірів. [14]

2.15 Технологія складання експериментальної установки

Збірку турбокомпресора рекомендується проводити в наступній послідовності:

1. У корпус підшипника 18 вставити в отвір під підшипник бронзову моноштулку 2 і зафіксувати її положення за допомогою втулки фіксатора 17.

2. На вал турбокомпресора в проточку біля робочого колеса турбіни вставити кільце ущільнювача 5. Щоб уникнути поломки кільця рекомендується цю операцію проводити за допомогою спеціальної оправлення.

3. За допомогою чотирьох гвинтів 12 встановити на корпус 18 кришку турбіни 1.

4. Змастивши маслом фаску на внутрішньому діаметрі кришки турбіни, і внутрішній діаметр бронзової втулки 2, в підшипник вставляється вал турбокомпресора з ущільнювальним кільцем. Для того, щоб кільце потрапило в

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

фаску, а потім у внутрішній діаметр кришки, необхідно дотримуватися обережності і вставляти вал строго перпендикулярно торцю кришки.

5. На вал турбокомпресора встановити робоче колесо компресора і за допомогою шайби 8 і гайки 9 зафіксувати в осьовому напрямку всі деталі рухомої частини турбокомпресора.

6. За допомогою стопорних шайб 14 і болтів 15 встановити на кришки компресора і турбіни відповідні корпусу.

7. У спеціальні отвори на зовнішньому діаметрі корпусу 18 ввернути підвідний 16 і відвідний 3 масляні штуцери. [14]

2.16 Розрахунок виробничої програми по ТО і ремонту

Виробнича програма АТП по ТО і ремонту характеризується числом технічних обслуговувань, які плануються на рік чи зміну.

Сезонне обслуговування автомобілів проводиться два рази в рік і як правило, із ТО-2.

Для ПР, який виконується по потребі число впливів не визначається, а визначається річний пробіг автомобілів.

Оскільки виробнича програма в АТП розраховується на рік, то в даному курсовому проекті річну виробничу програму доцільно розраховувати цикловим методом, при цьому під циклом розуміють пробіг автомобіля від початку експлуатації до капітального ремонту.

Цикловий метод розрахунку виробничої програми передбачає види і коригування нормативів періодичності ТО-1, ТО-2, пробігу до КР, розрахунок кількості ТО і КР за циклом, визначення коефіцієнта переходу від циклу до року і на його основі перерахунок кількості ТО і КР для всього АТП на рік.

Виробнича програма є основою для визначення річних обсягів робіт по ТО і ремонту необхідної кількості виробничого персоналу, вибору методу ТО і ремонту автомобілів і технологічного устаткування зон і ремонтних ділянок АТП.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Вихідні дані для розрахунку виробничої програми приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 - Вихідні дані виробничої програми

Марка ДТЗ	Аі авт.	Лсд. км	Умови експлуатації і режим роботи ДТЗ		
			КУЕ	Др. Дні	Тн. Год
DAF XF-480	280	184	2	305	8

При розрахунках приймаємо наступні позначення:

Аі — спискова кількість автомобілів;

Лсд - середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу;

L- пробіг до ремонту або ТО одиниці рухомого складу;

N - число КР або ТО на одиницю рухомого складу за цикл або за рік;

Д - число днів простою одиниці рухомого складу в ТО або ремонті.

При величинах L, N і Д використовуються індекси, які характеризують вид ремонту і ТО:

КР - капітальний ремонт; ЩО - щоденне технічне обслуговування;
 ТО-1 - перше технічне обслуговування; ТО-2 - друге технічне обслуговування;
 СО - сезонне обслуговування.

2.16.1 Вибір і корегування нормативів

Згідно «Положення про ТО і ремонт транспорту» періодичність ТО1 і ТО2 для автомобіля становить:

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$L_{TO-1^H} = 5000 \text{ км}$$

L_{TO-1^H} – нормативна періодичність до ТО1.

$$L_{TO-2^H} = 20000 \text{ км}$$

L_{TO-2^H} - нормативна періодичність до ТО2.

Трудомісткість технічних впливів ТО1 і трудомісткості ПР для автомобіля становить:

$$T_{\text{ЩО}^H} = 0,30 \text{ люд/год}$$

$T_{\text{ЩО}^H}$ – нормативна трудомісткість проведення одного ЩО

$$T_{TO-1^H} = 2,3 \text{ люд/год}$$

T_{TO-1^H} - нормативна трудомісткість проведення одного ТО1

$$T_{TO-2^H} = 9,2 \text{ люд/год}$$

T_{TO-2^H} - нормативна трудомісткість проведення одного ТО2

$$T_{\text{пр}^H} = 2,8 \text{ люд/год}$$

$T_{\text{пр}^H}$ - нормативна трудомісткість проведення одного ПР
Одного ЩО

$$T_{\text{ЩО}} = T_{\text{ЩО}^H} \cdot k_M \quad (2.39)$$

k_M – коефіцієнт механізації робіт ЩО

$$k_M = 1 - \frac{M}{100} \quad (2.40)$$

M – механізовані роботи в ЩО

$$M = 37\% \quad [1]$$

$$k_M = 1 - \frac{37}{100}$$

$$k_M = 0,63$$

$$T_{\text{ЩО}} = 0,30 \cdot 0,63 = 0,189 \text{ люд/год}$$

Сезоне обслуговування становить 20% від трудомісткості ТО-2, тобто:

$$T_{\text{СО}} = 0,2 \cdot T_{TO-2^H} \quad (2.41)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$T_{co}=0,2 \cdot 9,2=1,84 \text{ люд/год}$$

Пробіг автомобіля до КР.

$$L_{кр}^H = 130000 \text{ км}$$

$L_{кр}^H$ – нормативний пробіг автомобіля до КР

Згідно Положення про технічне обслуговування і ремонту рухомого складу автомобіля під час ТО становить:

$$D_{то пр}=0,15 \text{ днів/1000км}$$

$D_{то пр}$ – час простою автомобіля в ТО і ПР

$$D_{кр} = D_{кр}^H + D_d \text{ днів} \quad (2.42)$$

$D_{кр}^H$ – нормативний час простою автомобіля Citroen Berlingo в кап ремонті.

D_d – час на доставку автомобіля в АРЗ і зворотнього напрямку, днів.

$$D_{кр}^H = 12 \text{ днів}$$

$$D_d=0,1 \dots 0,2 \cdot D_{кр}^H$$

$$D_d=1,2 \text{ днів}$$

$$D_{кр}=12+1,2=13 \text{ днів}$$

Періодичність ТО може бути зменшена в наслідок дорожньо транспортних засобів. до 20% в залежності від умов експлуатації ДТЗ. Згідно із завданням КП автомобіль даного АТП експлуатується в (II) категорії умов експлуатації (КУЕ)то - відкореговані нормативи періодичності і пробігу до КР становить:

$$L'_{то-1} = L_{то-1}^H \cdot k \quad (2.43)$$

k – коефіцієнт корегування нормативу в залежності від (КУЕ) ДТЗ

$$k=0,9$$

$L_{то-1}^H$ – нормативний пробіг до ТО1, км

$L'_{то-1}$ – відкорегований пробіг до ТО1, км

$$L'_{то-1}=5000 \cdot 0,9=4500 \text{ км}$$

$$L'_{то-2} = L_{то-2}^H \cdot k \text{ км} \quad (2.44)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

L_{TO-2}^H – нормативний пробіг TO2, км

L'_{to2} – відкорегований пробіг до TO2, км

$$L'_{to-2}=20000 \cdot 0,9 = 18000 \text{ км}$$

$$L'_{кр} = L_{кр}^H \cdot k \text{ км} \quad (2.45)$$

$L_{кр}^H$ – нормативний пробіг КР, км

$L'_{кр}$ – відкорегований пробіг до КР, км

$$L'_{кр}=130000 \cdot 0,9=117000 \text{ км}$$

Відкореговані величини періодичності TO і пробігу до КР перевіряють в кратності середньодобового пробігу ($L_{сд}$) з наступними заокругленням їх до цілих сотих кілометрів тобто необхідно визначити цілі числа а, б, с:

$$a = \frac{L'_{to-1}}{L_{сд}} \quad (2.46)$$

$$a = \frac{4500}{184} = 24$$

Звіти від корегована періодичність пробігу до TO1 з врахуванням середньодобового пробігу становить:

$$L_{to-1} = L_{сд} \cdot a \text{ км} \quad (2.47)$$

$$L_{to-1} = 184 \cdot 24 = 4416 \text{ км}$$

Аналогічно визначаємо від корегована періодичність до TO2 і пробігу до КР.

$$b = \frac{L'_{to-2}}{L_{to-1}} \quad (2.48)$$

$$b = \frac{18000}{4416} = 4$$

$$L_{to-2} = L_{to-1} \cdot b \text{ км} \quad (2.49)$$

$$L_{to-2} = 4416 \cdot 4 = 17664 \text{ км}$$

$$c = \frac{L'_{кр}}{L_{to-2}} \quad (2.50)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$c = \frac{117000}{17664} = 6,6$$

$$L_{кр} = L_{ТО-2} \cdot c \text{ км} \quad (2.51)$$

$$L_{кр} = 17664 \cdot 6,6 = 90896 \text{ км}$$

2.16.3 Визначення кількості ТО і КР автомобіля за цикл

Визначаємо кількість КР за цикл.

$$N_{кр}^u = \frac{L_{ц}}{L_{кр}} \quad (2.52)$$

$L_{ц}$ – від корегована величина за цикл

$$L_{кр} = L_{ц} = 90896 \text{ км}$$

$$N_{кр}^u = \frac{90896}{90896} = 1$$

$$N_{ТО-2}^u = \frac{L_{ц}}{L_{ТО-2}} - N_{кр}^u \quad (2.53)$$

$$N_{ТО-2}^u = \frac{90896}{13984} - 1 = 5,5$$

$$N_{ТО-1}^u = \frac{L_{ц}}{L_{ТО-1}} - (N_{кр}^u + N_{ТО-2}^u) \quad (2.54)$$

$$N_{ТО-1}^u = \frac{90896}{4416} - (1 + 5,5) = 19,5$$

Кількість ЩО визначається з розрахунку того що прибирально - мийні роботи рекомендуються проводити кожного дня в міжзмінний час

$$N_{щО}^u = \frac{L_{ц}}{L_{сд}} \quad (2.55)$$

$$N_{щО}^u = \frac{90896}{184} = 494$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

2.16.4 Розрахунок коефіцієнтів технічної готовності і використання автомобілів

Коефіцієнт технічної готовності визначаємо за допомогою формули

$$\alpha_{\tau} = \frac{\text{Дец}}{\text{Дец} + \text{Дрц}} \quad (2.56)$$

де, Дец – кількість днів експлуатації автомобіля за цикл.

Дрц – кількість днів простою автомобіля в ТО і ремонті за цикл

В розрахунку КП прийняти що кількість днів автомобіля за цикл дорівнює кількості щоденному обслуговування за цикл тобто:

$$\text{Дец} = N_{\text{щод}} \cdot \text{днів} = 494 \text{ днів}$$

$$\text{Дрц} = \text{Дкр} + \frac{\text{Дто пр} \cdot \text{Лц}}{1000} \cdot k_{\text{зп}} \quad (2.57)$$

$k_{\text{зп}}$ – коефіцієнт зниження простою автомобіля в ТО-2 і ПР за рахунок часткового виконання в міжзмінний час [1]

$$k_{\text{зп}} = 1,5$$

$$\text{Дрц} = 13 + \frac{0,15 \cdot 90896}{1000} \cdot 1,5 = 33 \text{ днів}$$

Отже,

$$\alpha_{\tau} = \frac{494}{494 + 33} = 0,94$$

Коефіцієнт використання парку визначаємо наступним чином

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\alpha_{\tau} \cdot \text{Др}}{\text{Дк}} \cdot k_{\text{зв}} \quad (2.58)$$

де, Др – кількість робочих днів за рік

Дк – кількість календарних днів

$$\text{Дк} = 365 \text{ днів}, \text{ Др} = 305 \text{ днів}$$

$k_{\text{зв}}$ – коефіцієнт зниження використання автомобілів з експлуатаційних причин

$$k_{\text{зв}} = 0,93 \dots 0,95$$

$$k_{\text{зв}} = 0,95$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{0,94 \cdot 305}{365} \cdot 0,95 = 0,75$$

2.16.5 Визначення річного пробігу автомобілів

Річний пробіг автомобілів визначаємо для розрахунку річного обсягу робіт з ПР.

$$L_{\text{рп}} = D_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{п}} \cdot L_{\text{сд}} \cdot A_i \quad (2.59)$$

$L_{\text{рп}}$ – річний пробіг автомобілів

A_i – наявність автомобілів в АТП

$$L_{\text{рп}} = 365 \cdot 0,75 \cdot 184 \cdot 280 = 14103600 \text{ км}$$

2.16.6 Розрахунок коефіцієнтів переходу від циклу до року

Виробничу програму в АТП розраховують на рік для ТО вона визначається як добуток кількості впливів даного виду ТО на трудомісткість даного виду впливів а для поточного ремонту як добуток річного пробігу автомобілів і питома трудомісткості ПР

Коефіцієнт переходу від циклу до року визначаємо за формулою:

$$\eta_{\text{р}} = \frac{365 \cdot \alpha_{\text{п}}}{\text{Дец}} \quad (2.60)$$

$\eta_{\text{р}}$ – коефіцієнт від циклу до року

$$\eta_{\text{р}} = \frac{365 \cdot 0,75}{494} = 0,5$$

2.16.7 Визначення кількості ТО і КР автомобілів за рік

Визначаємо кількість КР за рік.

$$N_{\text{кр}^{\text{р}}} = N_{\text{кр}^{\text{м}}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot A_i \quad (2.61)$$

$$N_{\text{кр}^{\text{р}}} = 1 \cdot 0,5 \cdot 280 = 140 \text{ обслуговувань}$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Визначаємо кількість ТО за рік.

$$N_{\text{ЩО}}^P = N_{\text{ЩО}}^{\text{н}} \cdot \eta_p \cdot A_i \quad (2.62)$$

$$N_{\text{ЩО}}^P = 494 \cdot 0,5 \cdot 280 = 69160 \text{ обслуговувань}$$

$$N_{\text{ТО-1}}^P = N_{\text{ТО-1}}^{\text{н}} \cdot \eta_p \cdot A_i \quad (2.63)$$

$$N_{\text{ТО-1}}^P = 19,5 \cdot 0,5 \cdot 280 = 2730 \text{ обслуговувань}$$

$$N_{\text{ТО-2}}^P = N_{\text{ТО-2}}^{\text{н}} \cdot \eta_p \cdot A_i \quad (2.64)$$

$$N_{\text{ТО-2}}^P = 5,5 \cdot 0,5 \cdot 280 = 770 \text{ обслуговувань}$$

$$N_{\text{СО}}^P = 2 \cdot A_i \quad (2.65)$$

$$N_{\text{СО}}^P = 2 \cdot 280 = 560 \text{ обслуговувань}$$

2.16.8 Визначення змінної програми ТО автомобілів

Змінну програму по технічному обслуговувані визначають з метою визначення методу ведення технічного обслуговування.

Згідно «Положення» потоковий метод ТО-1 приймається для змінної програми не менше 12-15, а для ТО-2 7-8 обслуговувань, і для ЩО – не менше 50 обслуговувань.

В зонах ТО-1, ТО-2 можна використовувати на потоці конвеєри.

Визначаємо кількість щоденних обслуговувань за зміну:

$$N_{\text{ЩО}}^{\text{зм}} = \frac{N_{\text{ЩО}}^P}{D_p^{\text{щ}} \cdot C} \quad (2.66)$$

де, $D_p^{\text{щ}}$ - кількість днів роботи зони щоденного обслуговування в році.

C – кількість робочих змін.

$$N_{\text{ЩО}}^{\text{зм}} = \frac{69160}{305 \cdot 1} = 227 \text{ обслуговувань}$$

Визначаємо кількість ТО-1 за зміну.

$$N_{\text{ТО-1}}^{\text{зм}} = \frac{N_{\text{ТО-1}}^P}{D_p^{\text{то-1}} \cdot C} \quad (2.67)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

де, Dp^{TO-1} - кількість днів роботи зони ТО-1 в році.

$$N_{TO-1}^{3M} = \frac{2730}{305 \cdot 1} = 8,9 \text{ обслуговувань}$$

Визначаємо кількість ТО-2 за зміну.

$$N_{TO-2}^{3M} = \frac{N_{TO-2}^P}{Dp^{TO-2} \cdot C} \quad (2.68)$$

$$N_{TO-2}^{3M} = \frac{770}{305 \cdot 1} = 2,5 \text{ обслуговування}$$

2.16.9 Визначення річного обсягу робіт з ТО і ремонту автомобілів

Річний обсяг робіт з ТО і ремонту дорожньо-транспортних засобів визначаємо за формулою.

$$T_{\text{ЩО}}^P = N_{\text{ЩО}}^P \cdot T_{\text{ЩО}} \quad (2.69)$$

$$T_{\text{ЩО}}^P = 69160 \cdot 0,189 = 13071 \text{ люд/год}$$

$$T_{TO-1}^P = N_{TO-1}^P \cdot T_{TO-1} \quad (2.70)$$

$$T_{TO-1}^P = 2730 \cdot 2,3 = 6279 \text{ люд/год}$$

$$T_{TO-2}^P = N_{TO-2}^P \cdot T_{TO-2} \quad (2.71)$$

$$T_{TO-2}^P = 770 \cdot 9,2 = 7084 \text{ люд/год}$$

$$T_{CO}^P = N_{CO}^P \cdot T_{CO} \quad (2.72)$$

$$T_{CO}^P = 560 \cdot 1,84 = 1030 \text{ люд/год}$$

$$T_{\text{ПР}}^P = \frac{L_{\text{ПР}} \cdot T_{\text{ПР}}}{1000} \quad (2.73)$$

$$T_{\text{ПР}}^P = \frac{14103600 \cdot 2,8}{1000} = 39490 \text{ люд/год}$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

2.16.10 Визначення обсягу робіт по самообслуговування АТП

Крім робіт по самообслуговуванню і ремонту ДТЗ виконують також допоміжні роботи обсяг яких становить 20%...30% від загального обсягу робіт по ТО і ремонту ДТЗ, тобто:

$$T_{\text{доп}}^{\text{АТП}} = 0,2 \dots 0,3 \cdot T_{\text{то пр}}^{\text{р}} \quad (2.74)$$

$$T_{\text{ТО пр}}^{\text{р}} = T_{\text{ТО}}^{\text{р}} + T_{\text{пр}}^{\text{р}} (\text{люд.год}),$$

$$T_{\text{доп}}^{\text{АТП}} = 0,25 \cdot 66954 = 16738,5 \text{ люд/год}$$

Всі роботи по обслуговуванню АТП проводяться відділом головного механіка. При визначенні річного обсягу робіт конкретного відділення треба врахувати трудомісткість даних робіт по самообслуговуванню. Так як трудомісткість робіт на самообслуговуванню даного АТП становить 7030 люд./год., розподіл робіт по самообслуговуванню.

2.17 Розрахунок об'єкта проектування

2.17.1 Розподіл обсягу робіт для визначення розрахункових даних

Розподіл обсягу робіт поточного ремонту поданий в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 - Розподіл обсягу робіт поточного ремонту

№	Найменування робіт	%	Трудомісткість
	Постові роботи	-	-
	Всього	48	32137,92
1	Агрегатні	17	11382,18
2	Слюсарно-механічні	10	6695,4

Продовження таблиці 2.3

3	Електричні	6	4017,24
4	Акумуляторні	2	1339,08
5	Ремонт системи живлення	3	2008,62
6	Шиноремонтні	1	669,54
7	Вулканізаційні	1	669,54
8	Кувальсько-ресорні	2	1339,08
9	Мідницькі	2	1339,08
10	Зварювальні	2	1339,08
11	Бляхарські	1	669,54
12	Ариатурні	2	1339,08
13	Оббивні	2	1339,08
14	Радіомоторне	1	669,54
Всього		52	34816,08
Всього		100	66954

Визначаємо річну трудомісткість робіт по агрегатному відділенні.

$$T_{\text{пр агр}} = T_{\text{пр}^P} \cdot \text{Спр агр} \quad (2.75)$$

де, Спр агр. – доля трудомісткості робіт яка припадає на агрегатне відділення.

$$\text{Спр агр.} = 17\%$$

$$T_{\text{пр агр}} = 39490 \cdot 0,17 = 6713,3 \text{ люд/год}$$

2.17.2 Розрахунок кількості робітників

Розрізняють технологічну потребу P_t і штатну $P_{\text{ш}}$ кількість виробничих робітників. До виробничих робітників відносяться робітники різних зон і відділень які безпосередньо виконують роботи по ТО і ПР рухомого складу.

Технологічну потрібну кількість робітників обчислюють за формулою:

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$P_T = \frac{T_{\text{пр агр}}}{\Phi_{\text{рм}}} \quad (2.76)$$

де, $\Phi_{\text{рм}}$ – річний виробничий фонд часу робітника.

Річний виробничий фонд часу визначаємо за формолою.

$$\Phi_{\text{рм}} = T_{\text{зм}} \cdot (D_{\text{к}} - D_{\text{в}} - D_{\text{св}}) - D_{\text{пс}} \quad (2.77)$$

де, $D_{\text{в}}$ – кількість вихідних днів в році

$D_{\text{св}}$ – кількість святкових і релігійних днів

$D_{\text{пс}}$ – передсвяткові дні скороченні на 1 годину

$D_{\text{к}}$ – кількість календарних днів в році

$T_{\text{зм}}$ – час робочої зміни

$$D_{\text{в}} = 52 \text{ днів}$$

$$D_{\text{св}} = 8 \text{ днів}$$

$$D_{\text{пс}} = 8 \text{ днів}$$

$$D_{\text{к}} = 365 \text{ днів}$$

$$T_{\text{зм}} = 8 \text{ год.}$$

$$\Phi_{\text{рм}} = 8 \cdot (365 - 52 - 8) - 8 \cdot 1 = 2432 \text{ год}$$

$$P_T = \frac{5289}{3652} = 2 \text{ робітника.}$$

Приймаємо 2 робітника.

Визначаємо штатну кількість робітників

$$P_{\text{ш}} = \frac{T_{\text{пр агр}}}{\Phi_{\text{ш}}} \quad (2.78)$$

де, $\Phi_{\text{ш}}$ – річний фонд часу штатного робітника

$$\Phi_{\text{ш}} = \Phi_{\text{рм}} - t_{\text{відп}} - t_{\text{пп}} \quad (2.79)$$

де, $t_{\text{відп}}$ – час основного відпуску працівника

$t_{\text{пп}}$ - час по поважних причинах

$$t_{\text{відп}} = D_{\text{відп}} \cdot T_{\text{зм}} \quad (2.80)$$

де, $D_{\text{відп}}$ – кількість днів відпустки робітника

$$D_{\text{відп}} = 18 \quad [3]$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$t_{\text{відп}}=18 \cdot 8=144 \text{ год.}$$

$$t_{\text{пп}}=0,04 \cdot (\Phi_{\text{рм}} - t_{\text{відп}})$$

$$t_{\text{пп}}=0,04 \cdot (2432-144)=91,5 \text{ год}$$

$$\Phi_{\text{ш}}=2432-144-91=2197 \text{ год}$$

$$P_{\text{ш}} = \frac{6713}{2197} = 3 \text{ робітника}$$

Приймаємо 3 робітника.

2.17.3 Вибір технологічного устаткування і оснастки для ділянки по ремонту турбокомпресорів

Перелік технічного устаткування приводиться в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 - Перелік технічного устаткування ділянки по ремонту турбокомпресорів

НАЗВА	Тип або модель	Габаритні розміри, мм	Кількість	Площа м ²
1. Установа для мийки мілких вузлів і деталей.	М-312	1140 х 690-950	1	0,78
2. Інструментальна шафа.	-	200×780	2	0,3
3. Установа для очистки стічних вод. ФФУ	ФФУ	1000×500	1	0,5
4. Колонка повітророздаточна.	С-411М	250×240-400	1	0,06
5. Станок для шліфування валів.	3Е-531	2165 х 960-1500	1	2

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Продовження таблиці 2.4

6. Стенд піскоструйний.	"Silver plus"	450x480- 460	1	0.21
7. Горизонтальний балансувальний стенд, для динамічного балансування турбін.	BALTECH HBM-7107	500 x 644- 748	1	0,32
8. Стенд для балансування та діагностування (серединки, картриджа) турбокомпресорів з подачею масла в турбіну.	MHB-15	850 x 750 x 1400	1	0,63
9. Стенд для перевірки та регулювання турбокомпресора в зборі, пневматичних приводів турбокомпресорів вакуумного тиску.	Gate Test-12	1000x1300	1	1,3
10. Стіл для розбирання турбокомпресорів.	ГОСТ 7880- 67	2000×800	1	1,6
11. Ящик для ганчіря.	-	1000×500	1	0,5
12. Ванна для мийки деталей.	OM-1361A	810×590	1	0,4
13. Стіл для перевірки наявності підтікань масла відремонтованого турбокомпресора після діагностування.	-	2000×500	1	1
14. Стіл для зборки турбокомпресора.	-	1200×800	1	0,96
15. Слюсарні лещата.	ПТ-054	260×280	2	0,14
16. Шафа з новими деталями турбокомпресора.	-	200×780	1	0,15
Всього.				10,85

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.605.08.00.00.000ПЗ

Арк.

64

Таблиці 2.5 - Перелік технічної оснастки

Назва	Тип, модель, ГОСТ	Кількість
Набір ключів.	-	2
Набір головок.	-	2
Манометр.	-	1
Ключ з контрольованим крутним моментом.	-	1
Набір знімачів.	C-45	2

2.17.4 Розрахунок площі ділянки та обґрунтування планувальних рішень

Площа агрегатного відділення визначаємо за формулою:

$$F_{agr} = k_{густ} \cdot \Sigma F_{обл} \quad (2.81)$$

де, $k_{густ}$ - коефіцієнт розміщення обладнання

$$k_{густ} = 4 \dots 4.5 \text{ [3 ст.8]}$$

$F_{обл}$. – сумарна площа обладнання в агрегатному відділенні, m^2

$$\Sigma F_{обл} = 10.85 m^2$$

$$F_{agr} = 4,5 \cdot 10.85 = 48.8 m^2$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Конструктивна схема експериментальної установки та її опис

Турбокомпресор, складальне креслення якого приведене в графічній частині, являє собою агрегат, що поєднує доцентрову турбіну і відцентровий компресор. Турбіна перетворює енергію відпрацьованих газів в роботу стиснення повітря компресором. [10]

Обертова частина турбокомпресора - ротор, що складається з наступних основних частин: валу турбокомпресора 7 звареного з робочим колесом турбіни, робочого колеса компресора 10, дистанційної втулки. Всі деталі ротора закріплені на валу за допомогою гайки 9. Від довільного розкручування гайки оберігає стопорна шайба 8. Колесо турбіни відливається з жароміцного сплаву по виплавлюваних моделях і зварюється з валом із сталі тертям. Ротор обертається в підшипнику 2, що представляє собою плаваючу необертову бронзову (Бр010С10) моноштулку, яку утримує від осьового і обертаючого переміщень фіксатор 17, який разом з підвідним штуцером 16 є маслопідвідним каналом. Осьове переміщення ротора обмежується з боку турбіни - торцем вала, а з боку компресора - дистанційною шайбою 6. Для відводу масла з порожнини корпусу підшипників 18 передбачений відвідний штуцер 3. [10]

На корпус підшипників встановлюються кришки турбіни 1 і компресора 13 за допомогою гвинтів 12, а також маслоскидаючий екран 4, який разом з необерттовими пружними розрізними кільцями ущільнювачів 5 запобігає витічці масла з порожнини корпусу підшипника. Робоча поверхня кільця ущільнювачів покрита твердим хромом, а канавки, в які вони встановлені, і внутрішні діаметри кришок піддані термообробці. [10]

На кришці турбіни фрезеруванням отримані лопатки соплового апарату. До торця цих лопаток підтискається корпус турбіни болтами 15.

На тильній стороні робочого колеса компресора і турбіни є гребінці, які входять у пази аналогічних гребінців в кришках компресора і турбіни. При

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

цьому утворюється лабіринтові ущільнення, які виключають перетікання стисненого повітря з компресора і газу з турбіни в порожнину корпусу підшипника. [11]

При попаданні газу в корпус турбіни, який являє собою спіральний газоприймач, він направляє на лопатки соплового апарату. Конструктивно сопловий апарат являє собою нерухомий лопатковий вінець, який формується лопатками на кришці 1 і торцевою поверхнею корпусу 19. При цьому газ розширюється, внаслідок чого його швидкість зростає, а тиск знижується. З соплового апарату газ надходить в міжлопаточні канали робочого колеса де його розширення продовжується, а отже, відбувається подальше збільшення його відносної швидкості. Струмінь газу, що рухається з наростаючою відотною швидкістю, впливає на робочі лопатки і викликає обертання колеса турбіни. Крутний момент через вал турбокомпресора 7 передається на робоче колесо компресора 10. При обертанні колеса компресора, повітря, що знаходиться між лопатками, під дією відцентрової сили стискається і переміщається від центру до периферії. Внаслідок цього перед колесом утворюється розрідження, в зону якого безперервним потоком і засмоктується повітря з навколишнього середовища. У міру проходження потоку через робоче колесо в радіальному напрямку швидкість його в абсолютному русі збільшується. У безлопатковому дифузори, утвореному корпусом 11 і кришкою 13 компресора, швидкість повітря зменшується, а тиск його зростає. З дифузора повітря надходить в спіральний збірник (равлика), прохідний перетин якого збільшується в міру його розвороту. Відповідно цьому поступово зменшується швидкість повітря і підвищується його тиск на виході з компресора. [11]

3.2 Конструктивна схема стенда та її опис

Стенд для випробування турбокомпресорів, представлений у графічній частині, призначений для проведення випробувань турбокомпресорів різних типорозмірів (від ТКР-5, 5 до ТКР-11). Даний стенд може експлуатуватися в

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

приміщеннях, де є мережа зі стисненим повітрям (тиск в мережі має бути не менше 150 кПа), а також необхідна присутність випускної труби, що виходить за межі приміщення. [11]

Випробувальна установка складається з наступних конструктивних елементів і систем: каркас стенду, на якому розташовуються всі системи і елементи; випробувальна установка у вигляді турбокомпресора; проточна частина стенду, по якій рухається робоче тіло (тут під робочим тілом мається на увазі як робоче тіло для компресора, так і для турбіни); камера згоряння; паливна система; система запалювання; масляна система; первинні вимірювальні перетворювачі; система збору і обробки інформації. [12]

Каркас стенду складається з двох металевих плит 2 і 4, з'єднаних між собою стійками 3 за допомогою гайок 1. Нижня плита 1 встановлюється на ніжках 25 на столі висотою 600 - 800 мм над рівнем підлоги.

Щоб уникнути ситуацій, пов'язаних з проблемою монтажу на стенд різних турбокомпресорів, а точніше з різним розташуванням монтажних конструктивних елементів, на даному стенді відсутнє безпосереднє кріплення агрегату до каркаса випробувальної установки. Зв'язок турбокомпресора з каркасом здійснюється через перехідники 40 на вході в компресор і 39 на виході з турбіни. Ці елементи можуть бути виконані в різних виконаннях, у відповідності з конструктивними особливостями конкретного турбокомпресора. У нашому ж випадку перехідник 40 з'єднується з вхідним патрубком компресора через різьбу, а 39 з вихідним патрубком турбіни за допомогою шпильок і гайок. Перехідники 40 і 39 встановлені на стійках 45 і 34 відповідно, і притискаються до них за допомогою скоб 44 і 35. Стійки 45 і 34 з'єднані з плитою 4 за допомогою болтового з'єднання 46. [12]

Проточна частина стенду складається з гнучких дюрітових і металевих патрубків, що з'єднують вихідний патрубок компресора з вхідним фланцем на турбіні. На виході з компресора патрубок 6 за допомогою стрічкових хомутів 7 з'єднаний з термоанемометричним датчиком витрати повітря 8. Дюрітовий

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

патрубок 9 за допомогою аналогічних хомутів з'єднує датчик 8 із системою дроселюючих патрубків 13.

Даний елемент являє собою зварені трубопроводи, в яких відбувається регулювання витрати повітря як за кількістю, так і за напрямком течії потоку, замір параметрів газу на виході з компресора, крім того, через патрубок 26 відбувається подача стиснутого повітря з мережі в камеру згоряння. Елемент 13 кріпиться до плити 4 за допомогою фланця 55, навареного на підвідний патрубок 26, який вставляється в отвір в плиті 4. Регулювання витрати повітря здійснюється за допомогою заслінок 10, 14, 15 і 17, які приводяться в рух кроковими двигунами 25 і 18. Ці двигуни встановлені на платформі 19 і пов'язані з плитою 4 двома гвинтами 16. Осі заслінок 14 і 17 перебувають безпосередньо на валу крокових двигунів, а обертання заслінок 10 і 15 передається через шестерні передачі, щоб змінити напрямок обертання цієї заслінки. Після елемента 13 розташовується ще один термоанемометричний датчик витрати повітря 20, який через гнучкий патрубок 22 з'єднаний з металевим патрубком 21 на вході в камеру згоряння. [12]

Камера згоряння 66 являє собою елемент, в якому відбувається підведення тепла до робочого тіла. У зв'язку з високою температурою камери згоряння, патрубок 21 на вході, а також всі трубопроводи після неї, виготовляється з жароміцної сталі. Камера згоряння з'єднується з плитою 4 за допомогою гнучких загартованих пластин 57 і 67, що охоплюють її циліндричний корпус, який в свою чергу встановлений на спеціальній підставці 52. [12]

З'єднувальною ланкою між камерою згоряння 66 і вхідним фланцем на турбіні є патрубок 27 і перехідник 29. Патрубок 27 може мати різновиди своєї форми, в залежності від конструкції випробуваного турбокомпресора. У перехіднику 29 розташовуються первинні вимірювальні перетворювачі для виміру параметрів газу на вході в турбіну. [12]

Перехідник 39 на виході з турбіни з'єднується з випускним патрубком 33, завданням якого є відведення відпрацьованих газів в атмосферу. Він кріпиться до плити 4 за допомогою скоб 32.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

До системи запалювання відносяться такі елементи, як: свічка запалювання 58, ввернута в корпус камери згоряння; високовольний провід 59; котушка запалювання 56. [12]

Масляна система стенду складається з наступних елементів: масляний бак 31 з вбудованим масляним насосом; двигун масляного насоса 47; підвідна 48 і відвідна 49 трубки масляної магістралі. Масляний бак встановлений на плиті 2, а масляна магістраль прокладена через спеціальний отвір в плиті 4.

Паливна система складається з паливного бака 51 з електричним насосом зануреного типу 54; підвідної 50 і зливної 53 паливних магістралей; регулятора витрати палива плунжерного типу 61; крокового двигуна 60 для приводу регулятора витрати палива; датчика витрати палива 64, сполученого з регулятором 61 і форсункою 65 паливними трубками 62 і 63. Паливний бак встановлений на плиті 2, а всі інші елементи паливної апаратури на плиті 4. Їх взаємозв'язок з баком здійснюється за допомогою паливної магістралі, яка проведена до бака через спеціальні отвори в плиті 4. [12]

Первинні вимірювальні перетворювачі являють собою датчики, які заміряють фізичні величини і перетворюють ці величини в універсальний вихідний сигнал у вигляді напруги, сили струму і частоти. На даному стенді застосовуються наступні датчики: датчик абсолютного тиску на вході в компресор 43 і виході з нього 11; як датчика температури на вході і виході з компресора, застосовуються термперетворювачі опору 42 та 12; для визначення крутного моменту по скручуванню вала, використовуються оптоволоконні датчики 41 і 39; для виміру параметрів відпрацьованих газів на виході з турбіни та вході в неї, застосовуються датчики тиску 36 і 28, а також хромель-алюмелеві термопари 37 і 30; для вимірювання витрати повітря через компресор і витрати газу через турбіну, використовуються термоанемометричні датчики витрати газу 8 і 20. [12]

В якості системи збору та обробки інформації використовується ЕОМ 23, куди стікаються сигнали зі всіх датчиків. Крім цього у ЕОМ є ще ряд функцій,

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

пов'язаних з управлінням різними органами і системами стенду для досягнення максимальної автоматизації проведення випробувань.

Процес випробування турбокомпресора виглядає наступним чином. Як вже говорилося в пункті 2.3, для виведення турбокомпресора на робочий режим, необхідно спочатку подати повітря з мережі живлення по трубопроводу 26 в камеру згоряння, а тільки потім для здійснення роботи на турбіні використовувати стиснене повітря з компресора. У цьому випадку робота стенду виглядає наступним чином. ЕОМ подає сигнал на включення електродвигуна 47 для створення тиску в масляній системі. Кроковим двигуном 25 встановлюється таке положення заслінок: 10 і 14 які перебувають у відкритому стані, а 15 в закритому. Цим самим забезпечується вихід повітря з компресора в атмосферу, а в камеру згоряння потрапляє повітря з мережі живлення. Кроковим двигуном 18 встановлюється необхідна витрата газу через турбіну. Потім подається сигнал на включення електробензонасоса 54 і паливо подається в камеру згоряння. Потрібна витрата палива для досягнення необхідного складу суміші в камері згоряння та температури газу на виході з неї регулюється за допомогою елемента 61. Регулятор витрати палива має плунжерний механізм, який в залежності від положення вала крокового двигуна 60 пропускає певний обсяг палива в паливну трубку 62, а решта палива через зливну магістраль 50 потрапляє назад в бак. [12]

Запалювання паливно-повітряної суміші в камері згоряння відбувається від свічки запалювання 58, напруга на яку передається через високовольтний провід 59 від котушки запалювання 56.

Потім газ від камери згоряння через трубопровід 27 і перехідник 29 потрапляє в проточну частину турбіни, де відбувається робота розширення, яка створює обертовий момент на валу турбокомпресора. Після турбіни відпрацьований газ через трубопровід 33 виводиться в навколишнє середовище.

Після того, як вал турбокомпресора досяг певної частоти обертання, кроковим двигуном 25 встановлюються наступні положення заслінок: 10 і 14 закриті, а 15 відкрита. Таким чином перекривається подача стиснутого повітря

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

з мережі живлення, а повітря, засмоктуваний з атмосфери через повітряний фільтр 5, на виході з компресора спрямовується не в атмосферу, а в камеру згоряння, і далі на турбіну. [12]

При випробуваннях турбокомпресора регулюючими параметрами є температура газу на вході в турбіну, яка встановлюється регулятором витрати палива 61, і витрати газу, регульовані заслінкою 17, що приводиться в рух кроковим двигуном 18.

При роздільних випробуваннях турбіни і компресора, даний стенд потребує деякої перенастройки. У цьому випадку зі схеми виключається зубчаста передача між заслінками, положення заслінки 15 фіксується в закритому стані, а заслінки 14 - у відкритому. При цьому режими роботи компресора і турбіни встановлюються за допомогою зміни витрати повітря через компресор і турбіну, а також температурою газу на виході з камери згоряння. Всі ці параметри регулюються ЕОМ за допомогою крокових двигунів 25, 18 і 60 відповідно. [12]

3.3 Розрахунок на міцність робочих коліс

Розрахунок робочих коліс компресора і турбіни будемо виробляти на ЕОМ за допомогою спеціальної програми. Даний розрахунок заснований на методі кінцевих різниць. В результаті розрахунку необхідно отримати коефіцієнти запасу по еквівалентним напруженням і руйнуючим оборотам. [12]

3.3.1 Методика розрахунку

Розрахунок диска методом кінцевих різниць заснований на наближеному вирішенні системи двох диференціальних рівнянь:

Рівноваги

$$d\sigma_r = \sigma_r \left(-\frac{dr}{r} - \frac{db}{b} \right) + \sigma_\phi \frac{dr}{r} - \rho \omega^2 r^2 \frac{dr}{r} \quad (3.1)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

індекси i і $i-1$ виражають значення параметрів для двох сусідніх довільних перетинів.

Напруги σ_{ri} і $\sigma_{\varphi i}$ можна виразити для кожного розрахункового перерізу через напругу σ_0 в нульовому перетині суцільного диска, в якому $\sigma_{r0} = \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0$.

Для цього послідовно використовується остання система рівнянь. [13]

У першому перерізі

$$\begin{aligned}\sigma_{r1} &= A_1\sigma_{r0} + B_1\sigma_{\varphi 0} + C_1B_1 = H_1\sigma_0 + M_1; \\ \sigma_{\varphi 1} &= A_1'\sigma_{r0} + B_1'\sigma_{\varphi 0} + \mu C_1B_1 + D_1 = H_1'\sigma_0 + M_1',\end{aligned}\quad (3.6)$$

де

$$\begin{aligned}H_1 &= A_1 + B_1; \\ M_1 &= C_1B_1; \\ H_1' &= A_1' + B_1'; \\ M_1' &= \mu C_1B_1 + D_1.\end{aligned}\quad (3.7)$$

У другому перерізі

$$\begin{aligned}\sigma_{r2} &= A_2\sigma_{r1} + B_2\sigma_{\varphi 1} + C_2B_2 = A_2H_1\sigma_0 + A_2M_1 + B_2H_1'\sigma_0 + B_2M_1' + C_2B_2 = H_2\sigma_0 + M_2; \\ \sigma_{\varphi 2} &= A_2'\sigma_{r1} + B_2'\sigma_{\varphi 1} + \mu C_2B_2 + D_2 = A_2'H_1\sigma_0 + A_2'M_1 + B_2'H_1'\sigma_0 + B_2'M_1' + \mu C_2B_2 + D_2 = \\ &= H_2'\sigma_0 + M_2',\end{aligned}\quad (3.8)$$

де

$$\begin{aligned}H_2 &= A_2H_1 + B_2H_1'; \\ M_2 &= A_2M_1 + B_2M_1' + C_2B_2; \\ H_2' &= A_2'H_1 + B_2'H_1'; \\ M_2' &= A_2'M_1 + B_2'M_1' + \mu C_2B_2 + D_2.\end{aligned}\quad (3.9)$$

Очевидно, що для будь-якого i -го перетину

$$\begin{aligned}\sigma_{ri} &= H_i\sigma_0 + M_i; \\ \sigma_{\varphi i} &= H_i'\sigma_0 + M_i',\end{aligned}\quad (3.10)$$

де

$$\begin{aligned}H_i &= A_iH_{i-1} + B_iH_{i-1}'; \\ M_i &= A_iM_{i-1} + B_iM_{i-1}' + C_iB_i; \\ H_i' &= A_i'H_{i-1} + B_i'H_{i-1}'; \\ M_i' &= A_i'M_{i-1} + B_i'M_{i-1}' + \mu C_iB_i + D_i.\end{aligned}\quad (3.11)$$

					КРБ.605.08.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Значення напруги знаходиться з граничної умови на периферійному радіусі диска:

$$\sigma_{rn} = \sigma_{rn} = H_n \sigma_0 + M_n, \quad (3.12)$$

звідки

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{rn} - M_n}{H_n}. \quad (3.13)$$

Для визначення коефіцієнтів H_i, M_i, H'_i, M'_i в якому перетині необхідно знати значення в нульовому перетині. Вони знаходяться з урахуванням граничних умов в нульовому перетині: [14]

а) для суцільного диска

$$\begin{aligned} \sigma_{r0} = \sigma_0 &= H_0 \sigma_0 + M_0; \\ \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0 &= H'_0 \sigma_0 + M'_0, \end{aligned} \quad (3.14)$$

звідки

$$H_0 = 1, M_0 = 0, H'_0 = 1, M'_0 = 0; \quad (3.15)$$

б) для диска з центральним отвором

$$\begin{aligned} \sigma_{r0} = 0 &= H_0 \sigma_0 + M_0; \\ \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0 &= H'_0 \sigma_0 + M'_0, \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\text{Звідки } H_0 = 0, M_0 = -q, H'_0 = 1, M'_0 = 0; \quad (3.17)$$

в) для диска, напресованого на вал з посадковою напругою q

$$\begin{aligned} \sigma_{r0} = -q &= H_0 \sigma_0 + M_0; \\ \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0 &= H'_0 \sigma_0 + M'_0, \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\text{Звідки } H_0 = 0, M_0 = -q, H'_0 = 1, M'_0 = 0; \quad (3.19)$$

Маса диска визначається за формулами:

а) для суцільного диска

$$m = \pi \rho \left[\sum_{i=1}^n (b_i + b_{i-1})(r_i^2 - r_{i-1}^2) + r_0^2 b_2 \right]; \quad (3.20)$$

б) для диска з центральним отвором

$$m = \pi \rho \sum_{i=1}^n (b_i + b_{i-1})(r_i^2 - r_{i-1}^2). \quad (3.21)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

3.3.2 Оцінка міцності диска

Напружений стан диска оцінюється різними способами. Найбільш часто в якості критеріїв міцності по еквівалентним напруженням і руйнуючим оборотам.

1. Запас міцності по еквівалентним напруженням характеризує місцеву напруженість диска і визначається за формулою

$$k_{\sigma i} = \frac{\sigma_{\sigma li}}{\sigma_{\sigma i}}, \quad (3.22)$$

Де $\sigma_{\sigma li}$ - межа тривалої міцності матеріалу диска, взята з урахуванням температури і часу τ навантаження на радіусі i -го перерізу;
 $\sigma_{\sigma i}$ - Еквівалентні напруження на тому ж радіусі диска.

Оскільки розглядається плоский напружений стан диска, то еквівалентні напруження будемо оцінювати по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\sigma i} = \sqrt{\sigma_{ri}^2 + \sigma_{\phi i}^2 - \sigma_{ri}\sigma_{\phi i}}. \quad (3.23)$$

Допустимі значення: $k_{\sigma i \min} = 1.6 - 2.0$.

2. Запас міцності по руйнуючим оборотам характеризує несучу здатність диска і може бути виражений через кутові швидкості

$$k_B = \frac{\omega_p}{\omega}, \quad (3.24)$$

Де ω_p - кутова швидкість, при якій відбудеться руйнування диска (з урахуванням температури і тривалості роботи);
 ω - Робоча кутова швидкість.

Для оцінки міцності диска по руйнуючим оборотам визначаються запас K_{B1} (руйнування по меридіональному перерізі) і запас K_{B2} (руйнування по периферійній частині меридіонального перетину і циліндричному перетину):

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

$$K_{B1} = \frac{\omega_p}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_{r_0}^m \sigma_{\text{дл}} b dr}{\sigma_{r_n} b_n r_n + \rho \omega^2 \int_{r_0}^m r^2 b dr}}; \quad (3.25)$$

$$K_{B2} = \frac{\omega_p}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_{r_0}^m \sigma_{\text{дл}} b dr + \sigma_{\text{дл}}(r_p) b(r_p) r_p}{\sigma_{r_n} b_n r_n + \rho \omega^2 \int_{r_0}^m r^2 b dr}}, \quad (3.26)$$

де r_p - радіус циліндричного перетину, в якому можливе руйнування диска; $\sigma_{\text{дл}}(r_p), b(r_p)$ - Відповідно межа тривалої міцності і товщина диска на радіусі r_p .

Розрахунок запасу K_{B2} проводиться для різних радіусів $r_p = r_i (i = 1, \dots, n-1)$, і для оцінки міцності диска приймається мінімальне значення $K_{B2} = \min[K_{B2}(r_i)]$.

Для крильчаток відцентрових компресорів визначається запас по меридіональному перерізі:

$$K_{B1} = K_B = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{\int_{r_0}^m \sigma_{\text{дл}} b dr}{\int_{r_0}^m \rho_{np} r^2 b dr}}. \quad (3.27)$$

Заміна інтегрування підсумовуванням по ділянках дозволяє отримати найбільш придатні для обчислення формули:

$$K_{B1} = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (\sigma_{\text{дл}i} b_i + \sigma_{\text{дл}i-1} b_{i-1})(r_i - r_{i-1})}{\sigma_{r_n} b_n r_n + \frac{1}{2} \rho \omega^2 \sum_{i=1}^n (r_i^2 b_i + r_{i-1}^2 b_{i-1})(r_i - r_{i-1})}}; \quad (3.28)$$

$$K_{B1} = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (\sigma_{\text{дл}i+1} b_{i+1} + \sigma_{\text{дл}i} b_i)(r_{i+1} - r_i) + \sigma_{\text{дл}i} b_i r_i}{\sigma_{r_n} b_n r_n + \frac{1}{2} \rho \omega^2 \sum_{i=1}^n (r_{i+1}^2 b_{i+1} + r_i^2 b_i)(r_{i+1} - r_i)}}; \quad (3.29)$$

$$K_B = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\sigma_{\text{дл}i} b_i + \sigma_{\text{дл}i-1} b_{i-1})(r_i - r_{i-1})}{\sum_{i=1}^n (\rho_{np_i} r_i^2 b_i + \rho_{np_{i-1}} r_{i-1}^2 b_{i-1})(r_i - r_{i-1})}}. \quad (3.30)$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					77

Мінімальні значення запасу міцності по руйнуючим оборотам у задовільно працюючих конструкціях:

- а) дисків осьових турбомашин - $K_{B1} = 1,4 - 1,6$; $K_{B2} = 1,35 - 1,6$;
- б) дисків відцентрових компресорів і насосів - $K_B = 1,8 - 2,2$, а при наявності покриваючих дисків - $K_B = 2 - 2,5$.

3.3.3 Підготовка вихідних даних

1. Схема диска розбивається на циліндричні перерізи з урахуванням наступних рекомендацій: [14]

- а) кількість перетинів n повинно бути не менше 7 і не більше 50;
- б) для суцільного диска нульовий перетин проводиться поблизу центру диска, зазвичай на радіусі $r_0 = (0,05 - 0,1)r_n$, а для диска із центральним отвором - на радіусі отвору;
- в) перші два - три перетини проводяться так, щоб відношення $\frac{r_i}{r_{i-1}}$ не перевищувало 1,2, а наступні перетини - щоб це відношення не перевищувало 1,5;
- г) для всіх варіантів дисків повинна виконуватися умова $0,8 \leq \frac{b_i}{b_{i-1}} \leq 1,2$.

2. Для розрахункового режиму задається розподіл температури $\{t_i\}$ диска по радіусу. Якщо це розподіл описується рівнянням

$$t_i = (t_n - t_0) \left(\frac{r_i}{r_n} \right)^3 + t_0, (*) \quad (3.31)$$

де t_0 - температура в центрі диска;

t_n - Температура на периферійному радіусі;

$S = 2$ - для неохолоджуваного диска;

$S = 3$ - для охолоджуваного диска;

то замість масиву $\{t_i\}$ задаються значення температури t_0 і t_n .

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

3. Вибирається матеріал диска, для якого визначаються.

$$\rho, \mu, \{\alpha_i(t)\}, \{E_i(t)\}, \{\sigma_{оли}(t, \tau)\} \quad (3.32)$$

Вихідні дані представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Вихідні дані для розрахунку на міцність

№	Позначення	Ім'я	Найменування	Розмірність	Примітка
1	ω	OMEGA	Кутова швидкість	рад/с	-
2	ρ	RO	Щільність матеріалу диска	кг/м ³	Для крильчаток замість одного значення задається масив $\{\rho_{прj}\}$ наведених густин
3	μ	MU	Коefіцієнт Пуассона	-	Якщо параметр не заданий, то в програмі приймається $\mu=0,3$
4	$\sigma_{гп}$	SRL	Радіальне напруження на периферійному радіусі диска від відцентрових сил лопаток	МПа	Якщо параметр не заданий, то в програмі приймається $\sigma_{гп}=0$
5	q	Q	Посадочна напруження в диску при напрусовці його на вал	МПа	Здається абсолютною величиною на робочих частотах обертання

Продовження таблиці 3.1

6	DISK	DISK	Умовне число, що задає варіант конструкції диска	-	Якщо параметр не заданий, то в програмі приймається DISK=1
7	{r _i }	R	Масив радіусів, на яких розташовані розрахункові перерізи (i=0.1,...,n)	мм	-
8	{b _i }	BD	Масив толщин профіля диска в расчетных сечениях	мм	-
9	{t _i }	T	Масив товщин профілю диска в розрахункових перетинах	°C	-
10	t ₀ , t _n	T ₀ , T _N	Відповідно температура в центрі диска і на периферійному радіусі	°C	Задаються замість масиву {t _i } в тому випадку, коли розподіл температури по радіусу диска визначається рівнянням (*)

3.3.4 Результати розрахунку

Результатами розрахунку передують шифр користувача, заголовок перевірочний розрахунок обраного типу конструкції диска; імена вихідних параметрів: а) для дисків осьової турбомашини - OMEGA, RO, MU, SRL, б) для дисків відцентрових компресорів - OMEGA, MU; їх значення і розмірність, а також, в залежності від завдання, Q і TO, TN. [15]

Інші вихідні дані: R, BD, T, ALFA, E, SB, а так само RO для крильчаток, роздруковуються табличним способом одночасно з результатами розрахунку:

SR ({}) - масив радіальних напружень, МПа;

SFI ({}) - масив окружних напружень, МПа;

SEQ ({}) - масив еквівалентних напружень, МПа;

KEQ ({}) - масив запасів міцності по еквівалентним напруженням.

Якщо у вихідних даних задані TO і TN, то в таблиці видається розподіл температури диска по радіусу, обчислене за формулою (*).

Значення ALFA і E виводяться відповідно у вигляді 0,1 E-04 і 0,1 E0, 6, що означає і. [14]

У крайній зліва колонці друкується порядковий номер розрахункового перерізу - NC.

Внизу таблиці друкується:

МАСА ДИСКА - маса диска в кг;

KB - запас міцності по руйнуючим оборотам при руйнуванні по меридіональному перерізі;

KB2 - (на радіусі $R = \langle r_p \rangle$) - мінімальний запас міцності по руйнуючим оборотам при руйнуванні по периферійній частині меридіонального перетину і циліндричному перетині на радіусі R. [14]

Аналізуючи результати розрахунку, наведені додатку А і Б, можна зробити висновок, що робочі колеса компресора і турбіни на номінальному режимі роботи мають завищений запас міцності. У загальному випадку це веде до

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

невиправданого зростання собівартості турбокомпресора. Однак, варто підкреслити той факт, що робота турбокомпресора не обмежується номінальним режимом і завищений коефіцієнт запасу може виправдати себе на режимах роботи вище номінального (зокрема температура газу на вході в турбіну може перевищувати закладену в розрахунках 900 До, а частота обертання валу турбокомпресора перевищувати значення 70000 хв⁻¹). Таким чином, залишаємо конструкцію турбокомпресора без змін. [15]

Маса робочих коліс:

компресора - 0,080 кг; турбіни - 0,24 кг.

Значення коефіцієнтів запасу робочого колеса компресора:

2,6 - по еквівалентним напруженням;

2,2 - по руйнуючим оборотам при руйнуванні по меридіональному перерізі;

3,1 - по руйнуючим оборотам при руйнуванні по периферійній частині меридіонального перетину і циліндричному перетині на радіусі R = 23 мм.

Значення коефіцієнтів запасу робочого колеса турбіни:

4,0 - по еквівалентним напруженням;

2,2 - по руйнуючим оборотам при руйнуванні по меридіональному перерізі;

2,6 - по руйнуючим оборотам при руйнуванні по периферійній частині меридіонального перетину і циліндричному перетині на радіусі R = 16 мм.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

4.1 Безпека життєдіяльності та екології при проведенні випробувань турбокомпресорів

Під терміном «безпечна життєдіяльність» мається на увазі система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Мета БЖД - це досягнення безпеки людини в середовищі проживання. Безпека людини визначається відсутністю виробничих і невиробничих аварій, стихійних і інших природних лих, небезпечних факторів, що викликають травми або різке погіршення здоров'я, шкідливих чинників, що викликають захворювання людини і знижують її працездатність.

Безпека має пряме відношення до всіх людей. БЖД - це наукова дисципліна, що вивчає небезпеку і захист від неї. Безпека - це мета, а безпека життєдіяльності - це кошти, шляхи і методи її досягнення.

Нормативно технічна документація, яка визначає вимоги до стандартів і технічних умов і розроблена на основі вищих досягнень вітчизняної та зарубіжної науки і техніки, забезпечує вимоги БЖД (шум, емісія шкідливих речовин, вібрація і т.п.), вимоги технічної естетики.

Велике значення має облік питань безпеки ще на стадії проектування об'єктів. Це дозволяє завчасно виявити потенційні небезпеки і шкідливості, створювані даним об'єктом і розробити заходи щодо зменшення або повного виключення їх впливів на навколишнє середовище і людину.

11.1 Аналіз стійкості роботи технічних систем в розроблюваному стенді

Повсякденна діяльність людини потенційно небезпечна, оскільки є процесом використання техніки, а останнє пов'язане з виробленням, зберіганням і перетворенням хімічної, електричної та інших видів енергії в умовах впливу зовнішнього середовища.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Небезпека з'являється в результаті неконтрольованого виходу енергії, накопиченої в обладнанні і матеріалах, безпосередньо в людині і навколишньому середовищі і супроводжується виникненням пригод з загибеллю людей або погіршенням їх здоров'я, забрудненням матеріальних і природних ресурсів.

Наявність потенційної небезпеки в системі не завжди супроводжується її негативним впливом на людину. Для реалізації такого впливу необхідно виконати три умови: небезпека (шкідливість) реально існує; людина знаходиться в зоні дії небезпеки; людина не має достатніх засобів захисту.

Під стійкістю будь якої технологічної системи слід розуміти можливість збереження нею працездатності при позаштатному зовнішньому впливі, а також пристосованість системи до відновлення у випадку ушкодження.

Підвищення стійкості технічної системи і об'єктів досягається за рахунок проведення організаційно-технічних заходів, яким передують завжди дослідження стійкості роботи конкретного об'єкта (аналіз відмов технічних систем і можливих помилкових дій обслуговуючого персоналу), а саме, оцінка небезпеки виходу з ладу або руйнування окремих елементів або всього об'єкта в цілому.

Використовуючи діючі ГОСТи системи ССБТ, проведемо конкретний аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть мати місце в ході виконання випробувань турбокомпресорів на проєктованому стенді.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

У нашому випадку до шкідливих для здоров'я фізичних факторів відноситься:

- Підвищена температура повітря робочої зони (внаслідок присутності камери згоряння безпосередньо на столі стенда);
- Підвищені рівні шуму і вібрації (внаслідок високих частот обертання валу турбокомпресора, а також виходу і засмоктування повітря на установці з великими швидкостями);

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

- Запиленість і загазованість робочої зони (пов'язано з наявністю виходу швидкісного потоку повітря з установки на режимах пуску, а також наявності камери згоряння в якій утворюються шкідливі для здоров'я і навколишнього середовища відпрацьовані гази);

До хімічно небезпечних факторів при роботі на стенді відносяться:

- Наявність парів палива (надає загальнотоксичну і подразнюючу дію на організм людини);

- Наявність масла (є ймовірність виникнення канцерогенного впливу на організм);

- Наявність відпрацьованих газів (також надають загальнотоксичну і канцерогенну дію).

До психофізичних небезпечних і шкідливих факторів відносяться фізичні перевантаження (статичні і динамічні) і нервопсихічне перевантаження (розумове напруження, перенапруження аналізаторів слуху, зір та ін.) З урахуванням глибокого ступеня автоматизації стенду, а також автоматизації проведення випробувань на ньому, психофізичні небезпечні та шкідливі фактори зводяться до мінімуму, тому далі ми їх не враховуємо.

У зв'язку з застосуванням на стенді легкозаймистих і горючих рідин (паливо і масло), існує ймовірність виникнення пожежі. Внаслідок виникнення пожеж, робітник може отримати сильні опіки, травми дихальних шляхів, а також отруєння токсичними продуктами згорання.

Вибухонебезпечна зона, згідно ПУЕ 7.3.22. - Це приміщення або обмежений простір у приміщенні або зовнішній установці, в якій є або можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші, в межах до 5 м по горизонталі і вертикалі від апарата. До вибухонебезпечної зони, в нашому випадку, відноситься кімната де знаходиться експериментальна установка. Це пов'язано з тим, що на ній є баки з паливом і маслом для проведення випробувань турбокомпресора.

Вибухонебезпечні зони поділяються на шість класів. Стосовно до нашого випадку підходить клас В-Ia - зони, в яких при нормальній експлуатації

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

вибухонебезпечні суміші горючих газів або парів ЛЗР не утворюються з повітрям, а можливі тільки при аваріях або несправностях.

4.2 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду

Проаналізувавши всі можливі небезпечні та шкідливі фактори, що мають місце при роботі на стенді для випробування турбокомпресора, можна зробити висновок про те, що найбільш ефективним заходом щодо підвищення безпеки буде видалення робочого місця від випробувальної установки. Причому мається на увазі повна ізоляція робочого місця від стенду під час проведення випробувань. У цьому випадку пропонується використовувати стенд в спеціальному боксі, що складається з двох кімнат розділених між собою стіною. У цій стіні є двері і оглядове вікно. В ході випробувань робочий знаходиться в кімнаті з дистанційним управлінням і має можливість візуально спостерігати за ходом випробувань через оглядове вікно. Під час випробувань двері між кімнатами мають бути замкнені. У цьому випадку людина захищена від фізичних і хімічних небезпечних чинників.

Однак не застосовувати більш ніяких засобів захисту від небезпечних та шкідливих факторів не можна. Це пов'язано з тим, що перед випробуваннями та після них, є необхідність присутності людини в зоні випробувальної установки. У цьому випадку людина знаходиться в середовищі з підвищеними температурами, запиленістю і загазованістю, а також буде схильна всім небезпечним і шкідливим хімічним чинникам, перерахованим вище. У зв'язку з цим, розглянемо заходи щодо забезпечення безпеки людини при роботі зі стендом.

4.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів

Важливим засобом забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних і метрологічних умов в приміщеннях є вентиляція - це організований і

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

регульований повітрообмін, що забезпечує видалення з приміщення забрудненого промисловими шкідливостями повітря.

За способом подачі в приміщення повітря і видалення його, вентиляцію ділять на

- Природну;
- Механічну;
- Змішану.

За призначенням вентиляція буває загальнообмінною і місцевою.

Природна вентиляція створює необхідний повітрообмін за рахунок різниці щільності теплого і холодного повітря, що знаходиться усередині приміщення і більш холодного зовні, а також за рахунок вітру. У нашому випадку для природної вентиляції передбачений віконний отвір в кімнаті, де знаходиться робоча зона.

Механічна вентиляція складається з повітроводів і побудників руху (механічних вентиляторів або ежекторів). Повітрообмін здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов, при цьому поступаюче повітря може підігріватися або охолоджуватися, піддаватися зволоженню або осушенню. Повітря яке викидається піддається очищенню.

Механічна загальнообмінна вентиляція може бути:

- а) припливна;
- б) витяжна;
- в) припливно-витяжна.

Припливна система вентиляції проводить забір повітря через повітрозабірний пристрій, потім повітря проходить через калорифер, де повітря нагрівається і зволожується і вентилятором подається по повітропроводу в приміщення через насадки для регулювання припливу повітря. Забруднене повітря витісняється через двері, вікна, ліхтарі, щілини. Витяжна вентиляція видаляє забруднене і перегріте повітря через повітропроводи і очисник, а свіже повітря надходить через вікна, двері і нещільності конструкцій. Припливно-

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

втяжна система вентиляції складається з припливної та втяжної, що працюють одночасно.

У лабораторії для випробування турбокомпресорів передбачена втяжна механічна вентиляція з кімнати, де знаходиться стенд. Справа в тому, що при роботі камери згоряння утворюється тепло, що передаються в навколишню атмосферу і для нормальних умов роботи як стенду, так і робітника, недостатньо просто природної вентиляції. До того ж під час проведення випробувань турбокомпресора, двері між кімнатами з вікном і стендом знаходяться в закритому стані.

4.4 Захист навколишнього середовища

У зв'язку з тим, що на стенді застосовується метод спалювання палива для підведення тепла до робочого тіла, неминуче утворюються шкідливі для здоров'я і навколишнього середовища відпрацьовані гази. Для знешкодження викидів можуть застосовуватися різні методи, які можна розділити на сорбційні і окисні. У першому випадку токсичні речовини беруться твердими і рідкими поглиначами, а в другому відбувається окислювання шкідливих речовин до нешкідливих з'єднань (СО і Н₂О).

Сорбційний метод підрозділяється на:

а) адсорбційні способи - поглинач (адсорбент) твердий (активоване вугілля, пемза, селігакель, окис алюмінію). Недолік: погано працює при підвищеній температурі, малий термін служби адсорбенту, високі витрати на регенерацію поглинача;

б) абсорбційні (рідинні) способи: знешкодження проводиться на гратчастих, тарілчастих скрубберах, в пінних апаратах, пастки і пр. Абсорбенти: вода, їдкий натр, вапняне молоко і пр.

Окислювальний метод - спалювання відведених газів (відкрите полум'я), спалювання із застосуванням каталізаторів (метали та їх солі на пористих носіях (селикагель, глинозем, платина, паладій та ін). Даний метод високо

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

ефективний (до 97%) і економічний (економія палива до 60%). Тож застосуємо його до нашого випадку. А саме в систему випуску відпрацьованих газів включимо трикомпонентний каталітичний нейтралізатор.

Сучасний каталітичний нейтралізатор являє собою корпус, всередині якого розташований вогнетривкий керамічний блок носія. Кераміка пронизана поздовжніми порами - сотами, на поверхню яких нанесений активний каталітичний шар з платини, паладію і родію. Завдяки спеціальній підкладці з мікрорельєфом загальна площа поверхні цього шару може доходити до 20 тис. кв. м. Каталітичний нейтралізатор розташовується у вихлопній системі. Щоб почався процес нейтралізації, необхідна висока температура - близько 250 градусів. При цьому "робочі" температури - від 400 до 800 градусів - забезпечують оптимальні умови для максимальної ефективності.

4.5 Боротьба з шумом при роботі на стенді

Шум шкідливо діє на організм людини і знижує продуктивність праці. Стонлення випробувачів за сильного шуму, що виникає при обтіканні повітряним потоком лопаток робочого колеса, збільшує число помилок при роботі.

Можливі наступні методи зниження шуму:

- 1) зменшення шуму в джерелі;
- 2) зміна спрямованості випромінювання;
- 3) раціональна планування приміщень і акустична обробка приміщень;
- 4) зменшення шуму на шляху його розповсюдження.

Нам підходить тільки третій метод зниження шуму. Інтенсивність звуку I складається з прямого звуку $I_{пр}$, що йде безпосередньо від джерела, і інтенсивності відбитого звуку $I_{отр}$.

$$I = I_{пр} + I_{отр} \approx I_{пр} + \frac{4P}{A}, \quad (5.1)$$

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

де P - звукова потужність звуку;

$A = \alpha_{\text{ср}} S_{\text{пов}}$ - еквівалентна площа поглинання;

$\alpha_{\text{ср}}$ - середній коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщення площею $S_{\text{пов}}$.

У нас немає можливості зменшити інтенсивність прямого звуку, тому залишається знижувати енергію відбитих хвиль. Цього можна досягти збільшивши еквівалентну площу поглинання A приміщення, шляхом розміщення на його внутрішніх поверхнях звукопоглинальних облицювань. Цей захід називається акустичною обробкою приміщення.

Властивостями поглинання звуку володіють всі будівельні матеріали. Однак, звукопоглинальними матеріалами і конструкціями прийнято називати лише ті, у яких коефіцієнт звукопоглинання α на середніх частотах більше 0,2.

Процес поглинання звуку відбувається за рахунок переходу енергії коливних частинок повітря в теплоту внаслідок втрат на тертя в порах матеріалу.

Найбільш часто в якості звукопоглинаючого облицювання застосовують конструкції у вигляді шару однорідного пористого матеріалу певної товщини, укріпленого безпосередньо на поверхні огороження, або з віднесенням від нього на деяку відстань. Для оббивки приміщення, в якому будуть проводитися випробування, ми застосуємо пінополіуретановий поропласт (поролон) товщиною 10 см з коефіцієнтами поглинання 0,7.

Визначимо відстань, на якій величини інтенсивності прямого і відбитого звуків дорівнюють:

$$r_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{A}{8\pi}} = \sqrt{\frac{\alpha_n S}{8\pi}}, \quad (4.2)$$

приймаємо $\alpha_n = 0,1$ - коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщень.

$S = LP$,

де L - довжина кімнати де встановлений стенд $L = 2\text{м}$;

P - периметр поперечного перерізу приміщення $P = 11\text{м}$, тоді

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

$$r_{гр} = \sqrt{\frac{0,1 \cdot 11 \cdot 2}{8\pi}} = 0,3 \text{ (м)}$$

Величину зниження шуму в приміщенні (в зоні відбитого звуку $r > r_{гр}$) шляхом застосування звукопоглинаючого облицювання визначають у децибелах за формулою:

$$\Delta L_{обл} = 10 \lg \frac{A_2}{A_1}, \quad (4.3)$$

де A_1 - еквівалентна площа поглинання приміщення до установки облицювання, $A_1 = \alpha_{необл} \cdot S$, де $\alpha_{необл} = \alpha_n = 0,1$;;

A_2 - еквівалентна площа поглинання після установки облицювання $A_2 = \alpha \cdot S$,

$$\Delta L_{обл} = 10 \lg \frac{\alpha}{\alpha_{необл}} \quad (4.4)$$

$$\Delta L_{обл} = 10 \lg \frac{0,7}{0,1} = 0,845 \cdot 10 \approx 8,45$$

У зоні переважання прямого звуку величина зниження шуму за рахунок акустичної обробки виявляється меншою приблизно в 2-3 рази, ніж у зоні переважання відбитого звуку. Величина зниження шуму в цьому випадку складе приблизно 4 дБ.

Установка звукопоглинальних облицювань знижує шум на відносно невелику кількість децибел. Незважаючи на таке невелике зниження, застосування облицювань доцільно з наступних причин:

по-перше, спектр шуму в приміщенні змінюється за рахунок великої ефективності облицювань на високих частотах, він робиться більш глухим і менш дратівливим;

по-друге, стає більш помітним шум роботи стану, з'являється можливість слухового контролю роботи, стає легше розмовляти, поліпшується розбірливість мови.

При випробуванні турбокомпресорів можна також користуватися засобами індивідуального захисту від шуму: вкладишами і навушниками.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

4.6 Пожежна безпека на дільниці випробування турбокомпресорів

Пожежею називається неконтрольоване горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріальної шкоди.

Пожежна безпека - стан об'єкта, при якому з встановленою ймовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей небезпечних факторів пожежі, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Система пожежного захисту передбачає:

- а) обмеження кількості та належне розміщення горючих речовин,
- б) застосування негорючих і важкогорючих речовин та матеріалів,
- в) ізоляція горючого середовища,
- г) застосування засобів пожежогасіння,
- д) запобігання поширенню пожежі,
- е) застосування виробничих об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості та горючості,
- ж) евакуація людей при пожежі,
- з) застосування засобів індивідуального та колективного захисту від вогню,
- і) застосування засобів пожежної сигналізації та засобів сповіщення про пожежу, організація пожежної охорони об'єктів.

Стосовно до лабораторії де відбуваються випробування турбокомпресорів, передбачені засоби пожежогасіння в обох кімнатах. Це необхідно для того, щоб людина встигла зробити заходи для пожежогасіння в будь-якій кімнаті, в якій він розташований, до того, як вогонь розповсюдиться по всій території лабораторії.

Вибір типу та розрахунок необхідної кількості вогнегасників в приміщенні яке потрібно захистити або на об'єкті слід проводити в залежності від їх вогнегасної здатності, граничної площі, а також класу пожежі горючих речовин та матеріалів:

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

- клас А - пожежі твердих речовин, в основному органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір);
- клас В - пожежі горючих рідин або плавких твердих речовин;
- клас С - пожежі газів;
- клас D - пожежі металів та їх сплавів;
- клас (Е) - пожежі, пов'язані з горінням електроустановок.

У зв'язку з присутністю горючих середовищ, призначаємо клас пожежі горючих речовин В. Для гасіння таких пожеж рекомендується використовувати порошкові вогнегасники місткістю 10 л, або масою вогнегасної речовини 9 кг. Аналізуючи порошкові вогнегасники, вироблені в нашій країні, вибираємо закачний порошковий вогнегасник ВП 8 (з). Ці вогнегасники заряджені вогнегасним порошком і закачані інертним газом (повітря, азот, вуглекислий газ) до тиску 16 атм. Призначені для гасіння пожеж класу А, В, С або НД, залежно від типу вживаного порошку, а також електроустановок, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Забезпечені запірними пристроями, що забезпечують вільне відкривання і закривання простим рухом руки. Манометр, установлений на головці вогнегасника, показує ступінь працездатності вогнегасника, що є великою перевагою перед вогнегасниками з вбудованим джерелом тиску.

Здатність конструкції затримувати поширення вогню (пожежі) визначається їх вогнестійкістю - це властивість їх зберігати несучу і огорожувальну здатність в умовах пожежі.

Будівлі і споруди за ступенем вогнестійкості поділяються на 5 ступенів від І до V, які характеризуються різним ступенем вогнестійкості основних елементів (стін, перекриттів, сходових майданчиків та ін.) Будівлі І ступеня вогнестійкості мають всі елементи незгоримості, а V ступеня - все елементи згоримі. У зв'язку з тим, що лабораторія знаходиться в будинку, побудованому з цегли та має залізобетонні перекриття, а також дерев'яні рами вікон, визначимо для нашого випадку II ступінь вогнестійкості.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

Протипожежна характеристика проектованого приміщення де проводяться випробування турбокомпресорів представлена в таблиці.

Таблиця 4.1 - Протипожежна характеристика проектованого приміщення

Найменування показників	Величина показника
Категорія за ступенем пожежної небезпеки	В
Ступінь вогнестійкості проектованого приміщення	II
Найменша сумарна ширина проходів для евакуації людей, м	0,9
Відстань від найбільш віддаленого робочого до евакуаційного виходу, м	4,3
Число пожежних постів	2
кількість вогнегасників	2

ВИСНОВКИ

При написанні кваліфікаційної роботи бакалавра в загально-технічному розділі описана характеристика автомобіля DAF XF 480, загальна організація і управління виробництвом ТЕ і ремонтів автомобілів, режим роботи основних виробничих підрозділів і рухомого складу, склад парку рухомого складу, система оплати праці, та аналітичний огляд технічної літератури по стендах для дослідження малорозмірних турбокомпресорів і їх елементів.

В технологічному розділі здійснено опис формування технічного завдання на проектування стенда, схема вимірювань стенда та її опис, вимірюваних параметрів. Наведено характеристики датчиків вимірювання тиску, датчиків вимірювання температури. Проведено визначення витрати повітря, вимірювання витрати палива, вимірювання частоти обертання і крутного моменту та реєстрація вимірюваних параметрів. Наведена методика обробки результатів вимірювань та алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для компресора. Також побудовано алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбіни, алгоритм проведення випробувань та обробки результатів вимірювань для турбокомпресора. Наведено методика визначення похибки вимірювання та технологія складання експериментальної установки.

В конструкторському розділі наведена конструктивна схема експериментальної установки та її опис, конструктивна схема стенда та її опис та здійснено розрахунок на міцність робочих коліс.

В четвертому розділі розглянуто питання охорони праці і безпеки життєдіяльності та здійснено відповідний розрахунок.

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методичні вказівки до підготовки і виконання кваліфікаційної роботи бакалавра для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт», спеціальності 274 «Автомобільний транспорт», галузі знань 27 «Транспорт». Тернопіль: ВСП «ТФК ТНТУ», 2023. 48 с.

2. Поберезний І.Т. Короткий автомобільний довідник. Київ: Транспорт, 2015. 220 с.

3. Апанасенко В.С. Проектування авторемонтних підприємств. Київ: Аристон, 2018. 238с.

4. Румянцева С.Н. Ремонт автомобілів. Київ: Транспорт, 2020. 462с.

5. Ткачук А.І. Правила побудови електроустановок. К.: Аристон, 2018. 96с.

6. Липкинд А.Г. Ремонт автомобілів. Львів: Транспорт, 2018. 328с.

7. Клебанов Б.В. Ремонт автомобілів. Київ: Транспорт 2017. 628с.

8. Ткачук К.Н. Безпечність праці в промисловості. Довідник. Київ: Техника, 2022. 231с.

9. Технічне обслуговування системи наддуву ДВЗ URL: https://centr-turbin.com/ua/remontturbin?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=poisk+remont+turbin+ukrain&utm_content=626002751204&utm_term=%D1%80%D0%B5%D0%BC%Z2DJxpwzLV57AcRLDhKt0fk8Ogoo2zt2tKFB (дата звернення 13.05.2024).

10. Продажа, ремонт, обслуговування турбокомпресорів і ПНВТ URL: https://turbomicron.com/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=d_d_rem&utm_content=132622240039&utm_term=search_keyword:%D1%80%D0 (дата звернення 3.05.2024).

11. Ремонт турбіни ДАФ URL: <https://turbomicron.com/daf> (дата звернення 13.05.2024).

12. Ремонт турбін URL: <https://turbo-plus.com.ua/remont-turbin/remont-turbin-daf-daf/> (дата звернення 23.05.2024).

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

13. Ремонт турбокомпресорів URL: <https://turbotechnic.com.ua/remont-turbin-daf.html> (дата звернення 24.05.2024).

14. Діагностика турбокомпресорів URL: https://remturboservice.com.ua/gruz_Daf (дата звернення 13.05.2024).

15. Технічне обслуговування системи живлення URL: https://centr-turbin.com/statja_remont-turbin-dlya-gruzovyih-avto-DAF_287 (дата звернення 16.05.2024).

16. Система живлення DAF XF 480 URL: <https://turbosto.com.ua/shop/xf105/turbina-13879980030-na-daf-xf105-13/> (дата звернення 13.05.2024).

					<i>КРБ.605.08.00.00.000ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97