

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(освітній ступінь (освітньо-кваліфікаційний рівень))

на тему: Проект ділянки ремонтного цеху для технічного обслуговування та
Ремонту турбокомпресора ТРК-6 з дослідженням експлуатаційних
характеристик

Виконав: студент (ка) VI курсу, групи МАм-61

спеціальності (напряму підготовки) 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності (напряму підготовки))

Кусторовський Р.О.

(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Гудь В.З.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Левкович М.Г.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Дзюра В.О.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота на тему: «Проект дільниці ремонтного цеху для технічного обслуговування та ремонту турбокомпресора ТРК-6 з дослідженням експлуатаційних характеристик».

Магістерська робота складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини.

Розрахунково-пояснювальна записка складається з дев'яти розділів.

Графічна частина складається з 10 форматів А1.

В дипломній роботі виконано розроблення проекту дільниці ремонтного цеху, а також розроблено спеціальний стенд для дослідження турбокомпресорів.

Ключові слова: цех, обслуговування, автомобіль, компресор, ротор, ремонт.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Розвиток турбокомпресорів.....	7
1.2 Розвиток закордонних турбокомпресорів.....	12
1.3 Методика експериментального дослідження турбокомпресора на безмоторній установці.....	20
1.3.1 Дослідна установка.....	20
1.3.2 Короткий опис конструкції турбокомпресора фірми «Ебершпехер».....	22
1.3.4 Визначення експериментальних величин	25
1.3.5 Методика випробувань.....	27
1.4 Висновки та постановка завдання на магістерську роботу.....	30
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	31
2.1 Проектування стенда.....	31
2.2 Схема вимірювального стенда та її опис	36
2.3 Параметри що вимірюються.....	39
2.4 Методика обробки результатів вимірювань	47
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	55
3.1 Конструктивна схема експериментальної установки та її опис.....	55
3.2 Технологія складання експериментальної установки	57
3.3 Конструктивна схема стенда та її опис	58
3.4 Алгоритм проведення випробувань і обробки результатів вимірювань для турбокомпресора.....	63
4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	68
4.1 Теоретичні дослідження моделювання виробничого процесу на підприємстві.....	68

	4
4.2 Програмне забезпечення моделювання процесу виробництва.....	69
4.3 Комп'ютерні технології розв'язання моделей.....	72
5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	76
5.1 Проведення FMEA.....	76
5.2 FMEA конструкції.....	76
5.3 Проведення FMEA конструкції.....	78
5.4 Методика проведення FMEA конструкції	79
5.5 Заходи щодо усунення дефектів	85
5.6 Документування FMEA - аналізу	85
6 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ.....	88
6.1 Газодинамічний розрахунок відцентрового компресора.....	88
6.1.1 Попередній розрахунок відцентрового компресора	88
6.1.2 Розрахунок параметрів потоку на вході в робоче колесо.....	93
6.1.3 Розрахунок параметрів потоку в характерних перетинах проточної частини компресора за робочим колесом	95
6.1.4 Профілювання основних елементів проточної частини ЦПК.....	101
6.2 Розрахунок газової турбіни ТКР.....	112
6.2.1 Параметри потоку на виході з соплового апарату	114
6.2.2 Параметри потоку на вході в робоче колесо	115
6.2.3 Параметри потоку на виході з колеса	116
6.2.4 Параметри турбіни в цілому.....	118
6.2.5 Геометричні параметри турбіни	119
7 ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	121
7.1 Визначення вартості стенду	121
7.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стенду.....	126
7.3 Висновки по розділу	129
8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	131
8.1 Загальні відомості про охорону праці.....	131

8.2 Аналіз стійкості роботи технічних систем в розробляємому стенді.....	131
8.3 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду.....	134
8.4 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів.....	134
9 ЕКОЛОГІЯ	137
9.1 Захист навколишнього середовища.....	137
9.2 Боротьба з шумом при роботі на стенді	138
9.3 Екологічна безпека в лабораторії для випробування турбокомпресорів.....	140
9.4 Екологічні характеристика проектованого приміщення	143
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	145
БІБЛІОГРАФІЯ	148
ДОДАТКИ	150

ВСТУП

Збільшення потужності атмосферного двигуна може бути досягнуто шляхом збільшення або його робочого об'єму, або обертів. У разі першого варіанта відразу ж збільшуються вага, розміри двигуна і в кінцевому підсумку — його вартість. Збільшення обертів проблематичне, через що виникає ціла низка технічних проблем, особливо наявності двигуна зі значним робочим об'ємом.

Технічно прийнятним рішенням проблеми щодо потреби збільшення потужності є використання нагнітача (компресора). Тобто повітря, яке подається в двигун, стискають перед його нагнітанням у камеру згорання.

Є два основних типи компресорів: із механічним та турбінним приводами (принцип дії останнього ґрунтується на використанні енергії відпрацьованих газів).

Крім того, є також комбіновані системи, наприклад, турбокомпаундні.

У разі компресора з механічним приводом потрібний тиск повітря отримують через механічний зв'язок між колінвалом двигуна й компресором. У турбокомпресорі — завдяки обертанню турбіни потоком відпрацьованих газів.

У принципі, будь-який турбокомпресор складається з відцентрового повітряного насоса й турбіни, які конструкційно пов'язані за допомогою загальної жорсткої осі. Обидва ці елементи обертаються в одному напрямку і з однаковою швидкістю. Енергія потоків відпрацьованих газів перетворюється тут на крутний момент, що приводить у дію компресор.

Та попри те, що турбокомпресор вважають «слабким місцем» двигуна, проте його ресурс відповідає ресурсу двигуна. Відмова турбокомпресора — це наслідок неправильної експлуатації: турбіна «не прощає» поганого ставлення, тож під час проведення дефектації цього вузла одне з основних завдань — визначити причину відмови турбокомпресора.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Розвиток турбокомпресорів

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 ущільнюючих вузлів, накопичення досвіду виробництва і експлуатації двигунів з турбонаддувом дозволили в значній мірі оптимізувати конструкцію малорозмірних турбокомпресорів. Наслідком цього стала певна уніфікація компоновальної схеми і деяких технічних рішень, реалізованих в конструкції.

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 та турбіни типорозміру ТКР 11 були збережені на рівні ефективних показників турбокомпресора ТКР 13.

Наступні розрахунки і 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, використовуваних як агрегату турбонаддуву.

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);

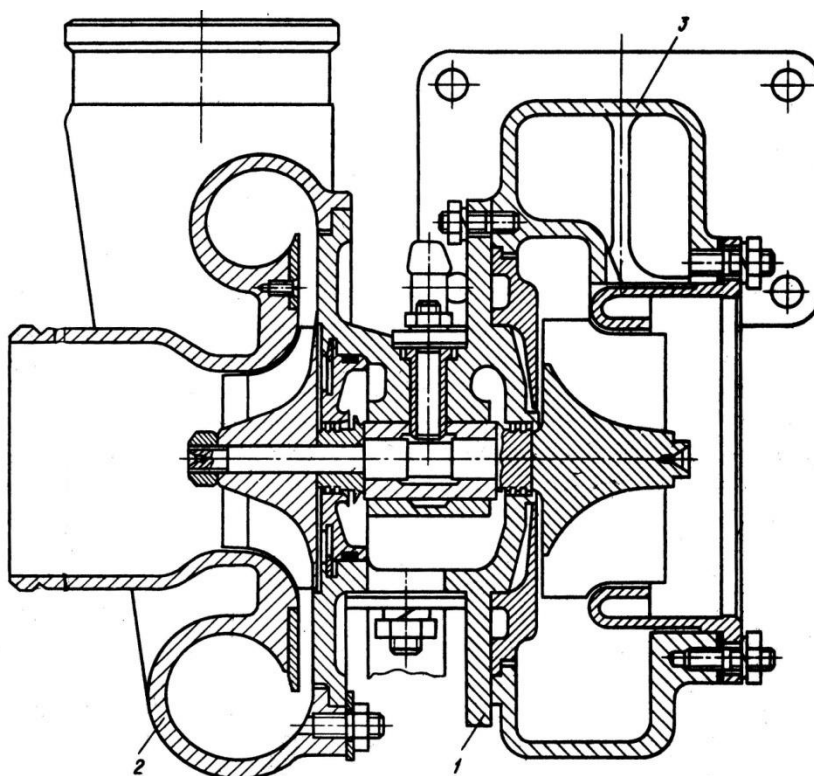
ТКР 5,5 - для двигунів потужністю 45 ... 100 кВт (ВАЗ, АЗЛК, УМЗ, ЗМЗ);

ТКР 6,5 і ТКР 7,5 - для дизелів вантажних автомобілів потужністю 100 ... 300 кВт (КамАЗ, КАЗ, ЗИЛ, ГАЗ та ін.);

ТКР 9 - для дизелів ЯМЗ потужністю 160 ... 550 кВт, що встановлюються на вантажні автомобілі МАЗ, БелАЗ, КрАЗ, трактори «Кіровоць».

На автомобільних двигунах потужністю понад 660 кВт, як правило, застосовують турбокомпресори типу ТК з осьової турбіною. Конструкція турбокомпресора типорозміру ТКР 9 показана на рисунку 1.1.

Вона має багато спільних рис з конструкцією турбокомпресорів менших типорозмірів. Проточна частина турбіни 3 утворена одноканальним безлопаточним входним апаратом, виготовленим із спеціального чавуну, і радіально-осьових колесом з укороченим диском. Колеса відливаються в вакуумі по виплавлюваних 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.

Рисунок 1.1 - Турбокомпресор типорозміру ТКР 9:

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

Проточна частина компресора 2 утворена колесом з радіальними або загнутими назад лопатками, виготовленим зі сплаву АЛ-4, безлопаточним дифузором, з зменшеним поперечним перерізом безпосередньо за колесом і равником з бічним розташуванням спіральної камери. Колесо компресора встановлюється на валу по посадці з зазором і фіксується прецизійної 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 полого фіксатора, через який підводиться мастило в зазори між шийками ротора і втулкою.

Основні параметри турбокомпресорів для наддування автомобільних двигунів і їх тракторних модифікацій приведені в таблиці 1.1.

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.

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 рисами його конструкції є відсутність окремого наполегливого підпятника і наявність вбудованого регулюючого клапана 3 для перепуску частини газу повз турбіни. Осьові зусилля сприймаються торцями плаваючою втулки підшипника 2.

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	00...350	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

Регулюючий клапан пневматичного типу (рис. 1.3) порівняно простої конструкції, має чавунний корпус 1, закріплений на корпусі турбіни, в якому переміщається сталевий плунжер 2 з антикорозійним покриттям.

Порожнина під плунжером з'єднана з вихідним патрубком компресора. Плунжер з'єднаний з клапаном 5 тарільчастого типу, виготовлений 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 азбестовим набиванням між корпусом клапана і порожниною, в яку перепускається газ з турбіни.

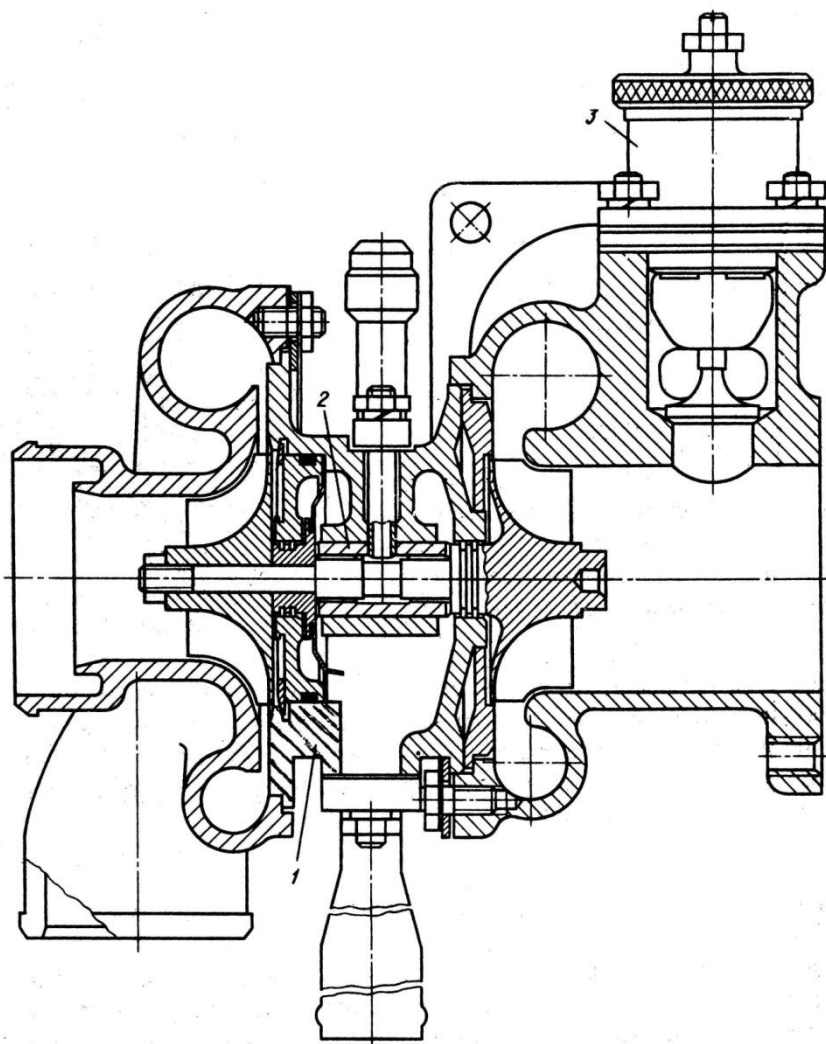


Рисунок 1.2 - Турбокомпресор типорозміру ТКР 5,5:

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

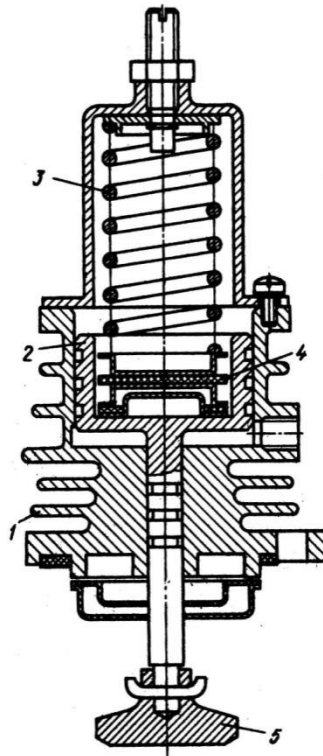


Рисунок 1.3 - Регулюючий перепускний клапан:

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

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

Подальші роботи по вдосконаленню 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 здатності.

1.2 Розвиток закордонних турбокомпресорів

Провідне становище в області виробництва турбокомпресорів за кордоном продовжує займати фірма Гарет (США), що випускає понад половини всіх

турбокомпресорів, вироблених за кордоном. Однак значний прогрес в розвитку автомобільних турбокомпресорів, особливо мікроТКР, досягнутий в останні роки в Японії (фірми Ішикава, Міцубісі, Ніссан, Тойота).

До інших найбільш великим закордонним фірмам відносяться фірми Холсет (Великобританія), ККК (Німеччина), Швітцер (США).

Турбокомпресори Ішикава. Ішикава - одна з провідних японських фірм в області турбокомпресоростроєння випускає турбокомпресори для суднових, промислових, автомобільних і тракторних двигунів і будівельних машин. Спочатку це були турбокомпресори типу RH (моделі RH07, RH09, RH10, RH15, RH19), а в даний час після модернізації - це турбокомпресори типу RHB (моделі RHB3, RHB5, RHB6, RHB7, RHB8) і RHC (RHC7, RHC9).

Основні параметри турбокомпресорів, що випускаються фірмою, наведені в таблиці 1.2. Типова конструкція ТКР Ішикава показана на малюнку 1.4.

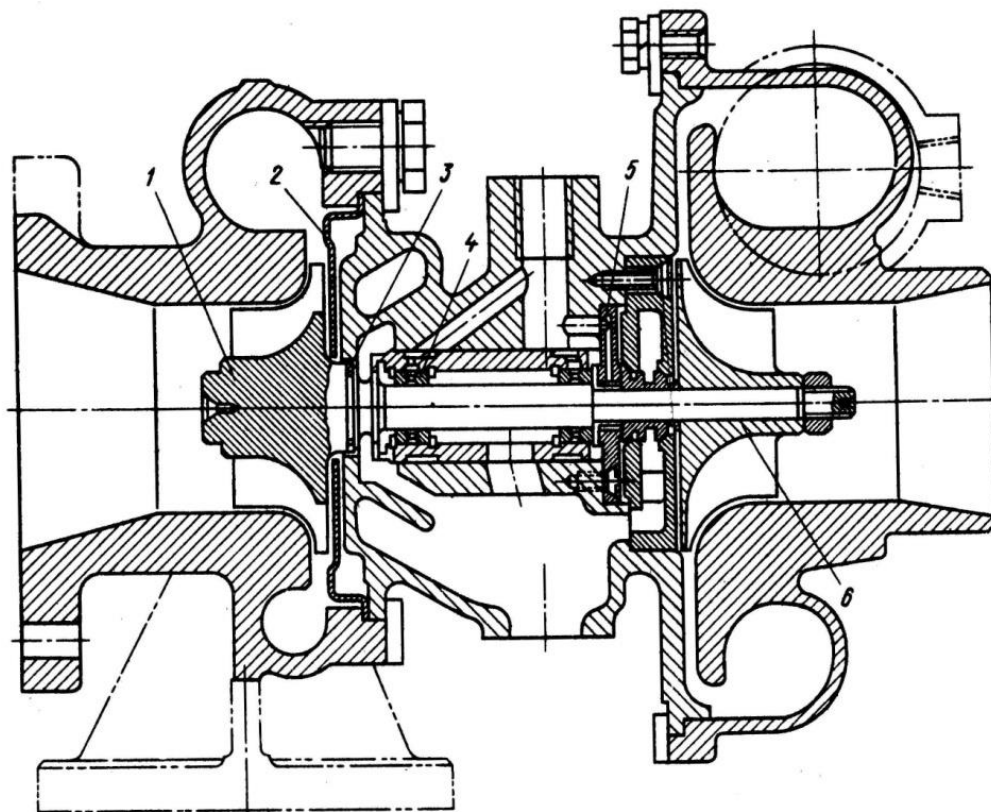


Рисунок 1.4 - Турбокомпресор мод. RHB 5:

1 - колесо турбіни; 2 - екран; 3 - кільце ущільнювача; 4 - втулка підшипників; 5 - під'ятник; 6 - колесо компресора.

Таблиця 1.2 - Параметри турбокомпресорів фірми Ішикава

Параметр	Моделі RHB					Моделі RHC	
	RHB3	RHB5	RHB6	RHB7	RHB8	RHC7	RHC9
Подача компресора при $\pi_k = 2,0$, кг/с	0,014... 0,09	0,027... 0,136	0,046... 0,26	0,09... 0,36	0,12... 0,5	0,1...0,4 6	0,15... 0,72
Номінальний ступінь підвищення тиску	2,7	2,8	2,8	2,8	2,8	3,2	3,2
Максимальна частота обертання, об / хв	250000	180000	150000	125000	110000	132000	96000
Максимально допустима температура, К	1223	1223	1223	1023	1023	1023	1023
маса, кг без перепускного клапана з перепускним клапаном	1,9...2,1 2,2...2,4	3,2 3,8...4,0	4,1 6,1	6,6 —	11,0 —	9,8 —	16,0 —
Потужність, кВт дизеля бензинового двигуна	7,3... 5,9 10,6...81	14,6.. 103 21,9...1 32	21,9... 144 26...169	43,8...1 62 —	59...206 —	48...220 —	73... 365 —

Турбокомпресори Міцубісі. Міцубісі є другою великою фірмою Японії, що випускає турбокомпресори. На початку 80-х років ця фірма однією з перших приступила до розробки турбокомпресорів з особливо малим діаметром коліс (35 ... 50 мм). Значну частину випуску становлять мікротурбокомпресори з робочими оборотами понад 100000 об / хв для надуву двигунів легкових автомобілів. У сімейство автомобільних турбокомпресорів входять моделі TD08, TD06, TD05, TD04, TD03, TD025, TD02.

Більшість деталей турбокомпресорів TD03 і TD04, а також TD05 і TD06 (за винятком коліс і корпусів компресора і турбіни) між собою уніфіковані. Основні параметри турбокомпресорів Міцубісі наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Параметри турбокомпресорів фірми Міцубісі

Параметр	модель турбокомпресора							
	TD02	TD025	TD03	TD04	TD05	TD06	TD07	TD08
Частота обертання ротора, об / хв	270000	250000	230000	200000	170000	145000	132000	114000
Температура перед турбіною, К	1173	1173	1173	1173	1173	1173	1103	1103
Ступінь підвищення тиску	2,2	2,2	2,3	2,4	2,6	2,7	2,8	3,1
Подача компресора при $\pi_k = 2,0$, кг/с	0,01...0,05	0,015...0,07	0,02...0,09	0,03...0,14	0,05...0,18	0,07...0,26	0,125...0,38	0,18...0,56
Діаметр колеса	34	37	40	49	54	65	78	90

компресора, мм								
Діаметр колеса турбіни, мм	34	37	40	47	56	65	74	85

Турбокомпресори моделей TD02 і TD025 випускаються тільки з перепускним регулюючим клапаном, моделі TD03, TD04, TD05 і TD06 - як з клапаном, так і без нього, а моделі TD07 і TD08 - без клапанів. Конструкція клапанів і його приводу по суті ідентична тій, що використовує фірма Ішикава.

Турбокомпресори Гарет. Сімейство турбокомпресорів, що випускаються фірмою Гарет, включає 14 моделей для двигунів потужністю 30 ... 660 кВт.

У таблиці 1.4 вказані показники потужності діапазони вживаності турбокомпресорів для дизелів і бензинових двигунів.

Таблиця 1.4 - Застосування турбокомпресорів фірми Гарет

Модель турбокомпресора	Діапазон потужності, кВт	Тип двигуна	Робочий об'єм циліндрів, л
T2	60...110	Бензиновий	1,2...2,1
T2	45...80	Дизель	1,4...2,5
TO25	125	Бензиновий	2,5
TO25	90	Дизель	3,0
T3	150	Бензиновий	3,0
T3	105	Дизель	3,5
T31	30...100	Дизель	1,5...3,5
TA34	50...118	Дизель	3,5...6,0
TO4B	72...184	Дизель	3,0...9,5
TO4E	74...192	Дизель	7,0...11,0
TV45	110...265	Дизель	8,5...14,0
TV51	133...330	Дизель	8,5...14,0
TV61	175...340	Дизель	12,0...16,0

Продовження таблиці 1.4

TV71	190...390	Дизель	14,0...22,0
TV81	235...485	Дизель	15,0...40,0
T18A	309...595	Дизель	15,0...40,0
TV94	331...662	Дизель	15,0...40,0

Турбокомпресори Швітцер. Фірма Швітцер (США) почала випускати турбокомпресори для наддуву дизельних двигунів в 1952 р 60-х роках турбокомпресори для наддуву автомобільних двигунів випускалися за ліцензією фірми в Великобританії (фірма Холсет) і Німеччини (фірма ККК).

У другій половині 70-х років фірма «Швітцер» випускала сімейство турбокомпресорів з досить високими показниками, що включають сім типорозмірів: 2HD, 3SDA, 3LM, 4LF, 4LH, 4MF, 5HDR, що охоплюють діапазон потужностей двигунів 45 ... 590 кВт. Турбокомпресори моделей 3LM, 4MF, 5HDR були в той час новими моделями з поліпшеними масогабаритними і аеродинамічними характеристиками. Турбокомпресори 3LM з зовнішнім діаметром колеса турбіни 81 мм або 76 мм забезпечували наддув двигунів потужністю до 202 кВт. За даними фірми максимальний ККД компресора становив 76% в діапазоні тисків наддуву від 0,18 до 0,24 МПа і витрат повітря 0,15 ... 0,22 кг / с. Турбокомпресор 4MF мав діаметр колеса близько 115 мм і застосовувався для наддуву двигунів потужністю до 450 к.с. (330 кВт). Для суднових двигунів зазначеної потужності передбачалася модифікація з корпусом підшипників, що мав водяне охолодження. Турбокомпресор 5HDR з діаметром коліс близько 130 мм призначався для двигунів потужністю від 330 до 590 кВт.

У 1982-83 рр. закінчена розробка нового сімейства турбокомпресорів серії SC 91/97 ... 110 для двигунів потужністю від 37 до 746 кВт, що включає чотири типорозміру. У межах кожного типорозміру передбачається шість модифікацій компресорів, три турбінних колеса, одинадцять двухзаходная і вісім однозахідних корпусів турбін. Корпус підшипників може бути виконаний у вигляді модифікації з масляним або водяним охолодженням вузла підшипників. За даними фірми ККД

компресора досягає 80% внаслідок застосування коліс із заломленими назад лопатками і безлопаточного дифузора великої протяжності. До числа нових рішень відноситься застосування двоканальних корпусів турбіни з симетричним розташуванням каналів щодо вертикальній площині.

Турбокомпресори Холсет. Холсет - одна з провідних європейських фірм з виробництва автомобільних турбокомпресорів. Нове сімейство турбокомпресорів, яке випускається фірмою в даний час, включає моделі Н1D, Н1С, Н2А, Н2С, Н3В і Н4. Основні параметри турбокомпресорів цього сімейства наведені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 - Параметри турбокомпресорів фірми Холсет

Модель	Потужність двигуна, кВт	Діаметр колеса компресора, мм	Маса ТКР, кг	Ступінь підвищення тиску	Подача компресора при $\pi_k = 2,0$, кг/с
Н1D, Н1С	60...130	60...65	6...9	2,5	0,05...0,26
Н2А	118...200	72	9	3,0	0,12...0,39
Н2С	148...280	80	15	3,0	0,13...0,4
Н3В	185...405	94...102	19	3,5	0,17...0,71
Н4	515	122	26	3,5	0,29...0,86

Турбокомпресори ККК. Фірма ККК (Німеччина) є другою європейською фірмою, яка випускає турбокомпресори. У рік випускається понад 300000 турбокомпресорів 350 різних модифікацій для двигунів з діапазоном потужності від 20 до 1000 кВт.

Типорозмірний ряд турбокомпресорів ККК включає шість типорозмірів (К1, К2, К3, К4, К5, К6), що охоплюють 13 моделей (К14, К16, К24, К26, К27, К28, К34, К36, К37, К42, К44, К52, К54, К62). Турбокомпресор моделі К26 представлений на малюнку 1.5.

Турбокомпресори К1, К2 і К3 (перші вісім модифікацій) призначені для автотракторних двигунів, причому 40% використовується на двигунах легкових

автомобілів, в тому числі бензинових. Основні параметри турбокомпресорів К1, К2, К3 наведені в таблиці 1.6.

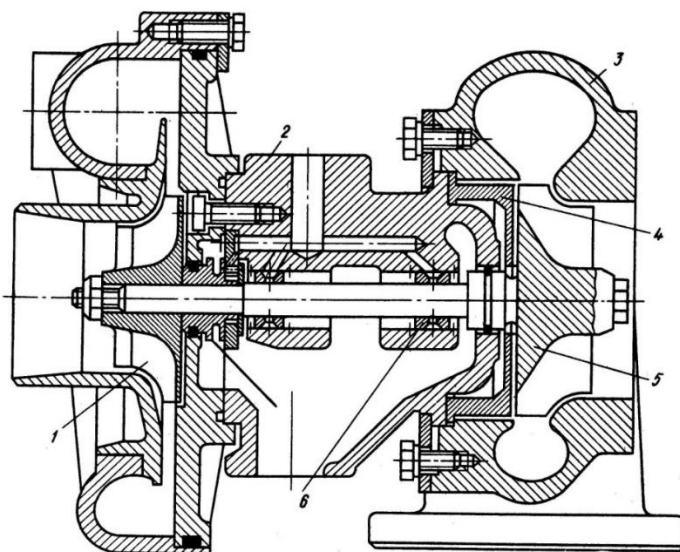


Рисунок 1.5 - Турбокомпресор мод. К26:

1 - колесо компресора; 2 - корпус підшипників; 3 - корпус турбіни; 4 - екран;
5 - колесо турбіни; 6 - втулка підшипників

Таблиця 1.6 – Параметр турбокомпресорів фірми ККК

Модель	Максимальний ступінь підвищення тиску	Діапазон потужності двигуна, кВт	Зовнішній діаметр колеса компресора, мм	Маса турбокомпресора, кг
К14	2,5	20...50	50	4,7...4,9
К24	3,5	50...100	60	5,2...6,6
К26	3,5	70...120	66	6,4...6,8
К27	3,5	80...170	72	8,2...10,9
К28	3,5	120...220	80	8,6...11,9
К34	3,5	130...240	89...92	15
К36	3,5	220...320	92...102	17...18
К37	3,5	280...420	—	—

Турбокомпресори ККК мають досить високі показники, так у ТКР моделі К36 в інтервалі витрат повітря 0,1 ... 0,5 кг / с при ступеня підвищення тиску 1,4 ... 2,0, ККД компресора становить 0,77 .. 0,80; ефективний ККД турбіни - 0,68 ... 0,72.

1.3 Методика експериментального дослідження турбокомпресора на безмоторній установці

Одним із способів отримання характеристики турбокомпресора є його випробування на безмоторної установці [4]. Переваги цього методу полягають в простоті обладнання стенду та можливості відчувати весь агрегат наддуву в цілому, без поділу його на складові частини. Однак цей метод має і свої недоліки: потрібна вища точність виміру параметрів газу на вході і виході з турбіни; необхідно правильно вибрати місця виміру цих параметрів для отримання надійних значень їх середньомасової величин; відсутні пульсації вихлопних газів, що подаються на турбіну, характерних для поршневих двигунів.

В основу даної методики покладено спільне випробування турбіни та компресора на безмоторної установці, де турбіна працює від газів, одержуваних в спеціальній камері згоряння, а роль гальма виконує компресор турбокомпресора. Безмоторних установка була створена в лабораторії теплових двигунів МАІ. Як об'єкт випробування був обраний турбокомпресор німецької фірми «Ебершпехер».

1.3.1 Дослідна установка

Безмоторних установка складається з наступних основних елементів (рис. 1.6): випробуваного турбокомпресора, паливної системи та спеціального приводного відцентрового компресора, що подає повітря в особливу камеру згоряння, яка необхідна для отримання певної кількості робочого газу заданих параметрів для випробуваного турбокомпресора.

Принцип дії установки наступний. Повітря з відцентрового компресора 1, що приводиться в обертання електродвигуном змінного струму, через ресивер 3

надходить в камеру згоряння 4, куди одночасно впорскується паливо через форсунку 5. Уприскування в камеру здійснюється паливним насосом 7 з приводом від електромотора.

З камери згоряння робочі гази надходять в турбіну турбокомпресора, звідки відводяться в атмосферу.

Режим роботи турбіни встановлюється зміною витрати і температури газу. Зміна витрати газу через турбіну досягається різної подачею повітря в камеру згоряння, шляхом перепуску його в атмосферу через дросельний пристрій 2. Необхідна температура робочих газів, що надходять з камери згоряння в газову турбіну ТК, встановлюється зміною кількості палива, що впорскується в камеру згоряння.

Для вирівнювання поля температур і тисків та отримання більш достовірних середньомасових значень на виході з турбіни ТК була встановлена направляюча решітка.

Для усунення теплових втрат в навколишнє середовище трубопроводи на ділянках від полум'ягасника до входу в турбіну і на виході з турбіни, а так само від компресора до ресивера 14 були теплоізолювані.

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

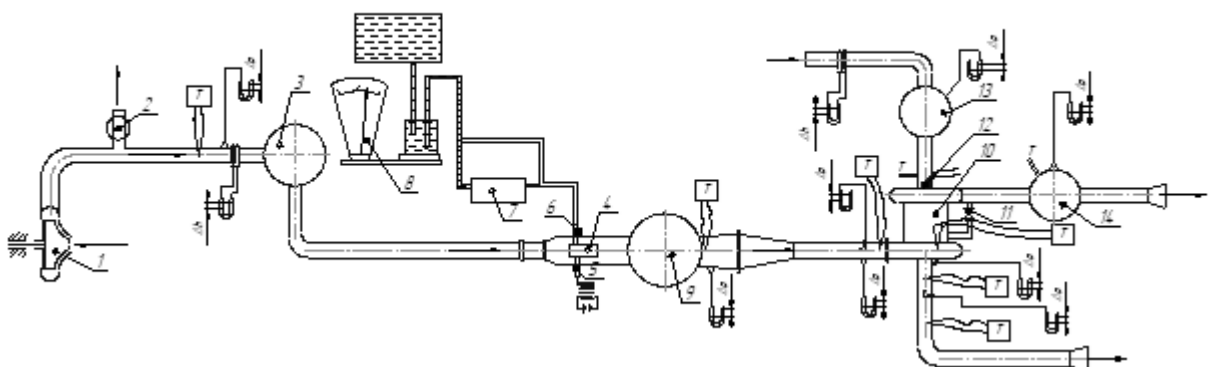


Рисунок 1.6 - Схема для установки турбокомпресорів ::

1 - приводний відцентровий компресор; 2 - перепускний кран; 3 - повітряний ресивер; 4 - камера згоряння; 5 - свічка запалювання; 6 - форсунка; 7 - паливний

насос; 8 - ваги для виміру витрати палива; 9 - камера згоряння; 10 - турбокомпресор; 11 - кран перепуску повітря з компресора в турбину; 12 - датчик числа обертів ротора ТК; 13 - ресивер на вході в компресор; 14 - ресивер на виході з компресора

Робота компресора ТК здійснюється наступним чином. Повітря надходить з атмосфери по повітропроводу через ресивер 13 і далі з компресора відводиться в навколишнє середовище через ресивер 14. Для зміни витрати через компресор у вхідному трубопроводі встановлена дросельна заслінка.

1.3.2 Короткий опис конструкції турбокомпресора фірми «Ебершпехер»

Турбокомпресор фірми «Ебершпехер» (рис. 1.7) складається з турбіни, компресора і об'єднує їх в одне ціле корпусу підшипників. Турбіна (фіг. 1.8) центрострімка, імпульсна. Робоче колесо турбіни напівзакритого типу, має сімнадцять лопаток і виготовлено з жароміцної сталі як одне ціле з валом.

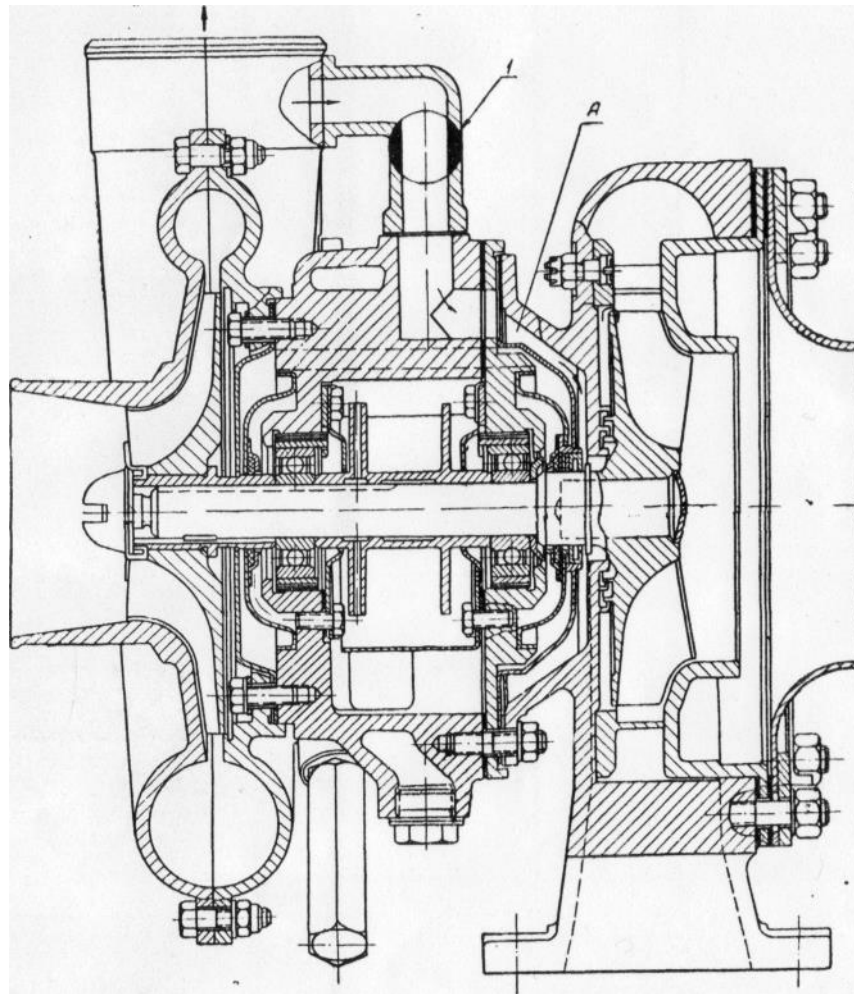


Рисунок 1.7 - Турбокомпресор фірми «Ебершпехер»:

1 - кран перепуску повітря з компресора в турбіну

Соплової апарат кріпиться за допомогою двох болтів до корпусу турбіни і являє собою сталевий вінець з розташованими на ньому вісімнадцятьма сопловими лопатками. Соплові лопатки лівої половини дещо відмінні від правої (див. рис. 1.8) і мають форму, що забезпечує менші втрати при різкій зміні течії газу, яке спостерігається в цій половині. Корпус турбіни відлито з сірого чавуну і має в своєму розпорядженні двома роздільними входами газу.

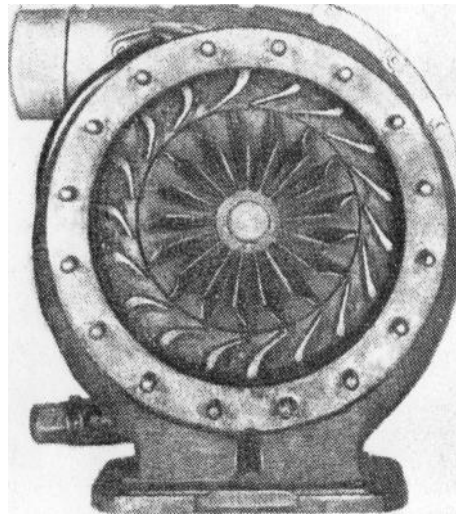


Рисунок 1.8 - Турбіна ТК фірми «Ебершпехер»

Компресор відцентровий зі щілинним безлопаточним дифузором. Робоче колесо напівзакритого типу, має дванадцять лопаток і посаджено на вал турбіни консольно. Як корпус компресора, так і його колесо виготовлені з алюмінієвого сплаву.

Вал турбіни і компресора обертається в підшипниках кочення, поміщених в чавунному корпусі в пружних ліжках. Пружні ліжку представляють собою набір сталевих пружинних розрізних кілець. На зовнішні обійми підшипників напесовані сталеві кільця з шипами для запобігання їх провертання щодо корпусу. До корпусу підшипників за допомогою болтів кріпляться з одного боку корпус компресора, а з іншого - корпус турбіни. Необхідна кількість масла для змащення підшипників - 190 см^3 - заливається в корпус підшипників.

Для усунення проникнення вихлопних газів в корпус підшипників, а також для часткового охолодження диска робочого колеса турбіни повітря з компресора

під тиском подається в порожнину «А» (див. рис. 1.7). Стрілками показано напрямок течії повітря з компресора до диска турбіни (при тиску за робочим колесом компресора, більшому, ніж на вході в турбіну).

Допустима максимальна температура вихлопних газів по даних фірми «Ебершпехер» дорівнює 700°C , а максимальна кількість обертів - 40000 об / хв .

1.3.3 Основні дані турбокомпресора фірми «Ебершпехер»

Тривала робота Короткочасна робота (1 година)

1. Максимальна температура газу на вході в турбіну 680°C 700°C
2. Максимальне число обертів 36000 об / хв 40000 об / хв
3. Максимальний тиск наддуву $1,55\text{ кг / см}^2$
4. кількість масла в картері підшипників 190 см^3
5. Допустима температура масла 120°C

Турбіна:

Тип турбіни - радіальна центрострімка, з робочим колесом напівзакритого типу

Діаметр отворів на вході в ресивер турбіни (2 отвори) - 55 мм .

Робоче колесо турбіни:

Число робочих лопаток - 17;

Зовнішній діаметр на вході - 120 мм ;

Зовнішній діаметр на виході - 92 мм ;

Діаметр маточини - 35 мм .

Соплової апарат турбіни:

Зовнішній діаметр соплового вінця - 164 мм ;

Внутрішній діаметр соплового вінця - 126 мм ;

Число лопаток - 18

Компресор:

Тип компресора - відцентровий з робочим колесом напівзакритого типу.

Робоче колесо компресора:

Число робочих лопаток - 17;

Зовнішній діаметр - 130 мм;

Діаметр маточини - 27 мм;

Діаметр колеса на вході - 65 мм.

Дифузор компресора:

Тип - безлопаточний (щілинний);

Внутрішній діаметр - 134 мм;

Зовнішній діаметр - 154 мм.

1.3.4 Визначення експериментальних величин

Для отримання характеристик газової турбіни і повітряного компресора під час випробувань вимірюються наступні величини: витрата повітря і палива, що надходять в камеру згоряння, витрата повітря, що проходить через компресор ТК, частота обертання валу турбокомпресора, параметри (тиск і температура) повітря і робочого газу на вході в компресор і турбіну, а також на виході з них. Крім того, вимірюються параметри повітря перед мірними шайбами.

Витрата повітря через компресор і камеру згоряння вимірюються за допомогою мірних шайб, виконаних і встановлених згідно відомими правилами. Витрата палива визначається ваговим способом. Температура газу вимірюється хромельальюмеливими термопарами з відліком показань по потенціометру ПП-1 з ціною поділки 0,05 мВ, а температура повітря - ртутними термометрами з ціною поділки 0,1 ° С. Тиск газу статичну і повне на вході в турбіну, а також тиск повітря на виході з компресора ТК вимірюються ртутними п'езометром, тиск на вході в компресор і на виході з турбіни - водяними п'езометр. Точність відліку показів п'езометра - 1 мм відповідно ртутного або водяного стовпа. Місця установки термопар і насадок для вимірювання повного і статичного тиску показані на рисунках 1.9 і 1.10.

Для виміру частоти обертання валу ротора ТК застосовується індукційний датчик з реєстрацією показань радіометричної установки ПС-64. Індукційний датчик встановлюється у вхідному патрубку компресора.

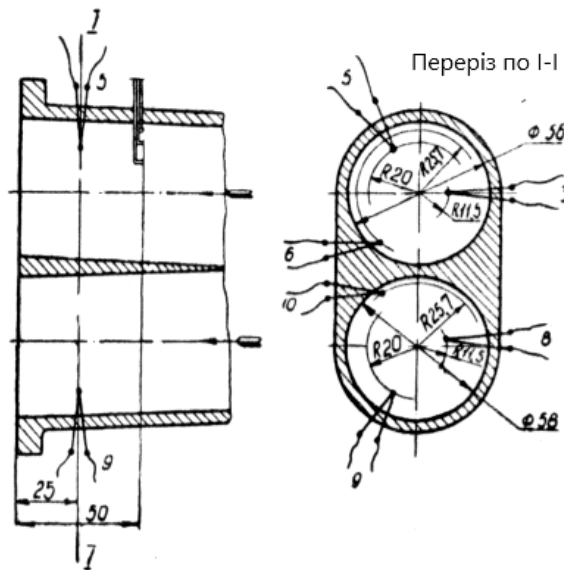


Рисунок 1.9 - Схема розташування термопар і насадок повного тиску на вході в турбіну

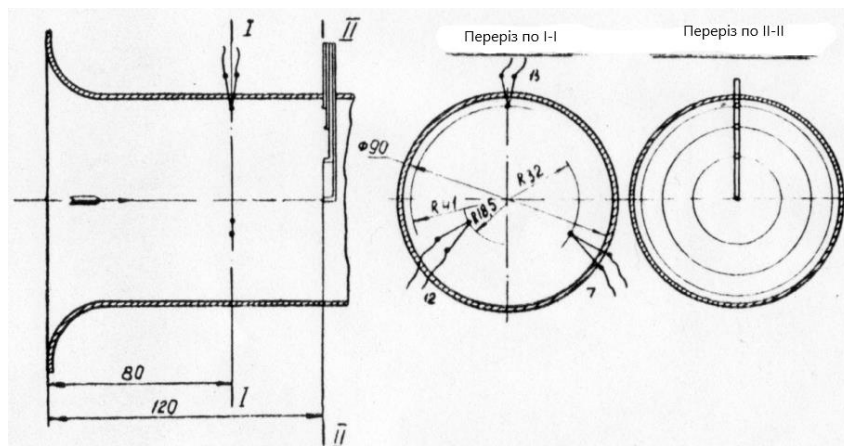


Рисунок 1.10 – Схема розміщення термопар и насадок повного тиску на виході з турбіни

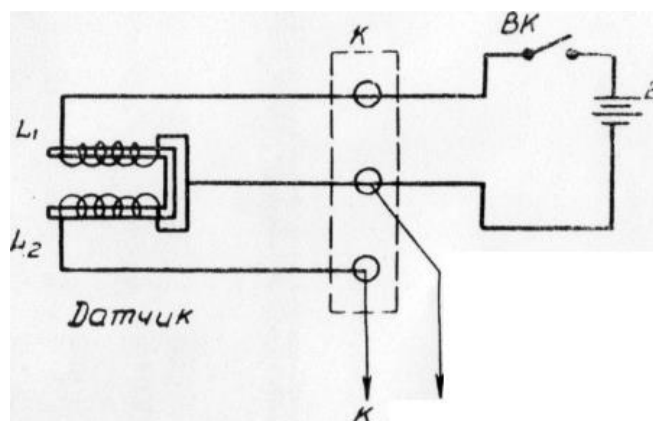


Рисунок 1.11 - Принципова схема установки виміру числа оборотів ротора ТК

1.3.5 Методика випробувань

Двигуни внутрішнього згоряння автотракторного типу в умовах експлуатації працюють при змінних режимах, починаючи від холостого ходу до максимальної потужності і від мінімальної частоти обертання до максимальної. Отже, при спільній роботі двигуна і турбокомпресора останній буде також працювати в широкому діапазоні режимів. При цьому змінюються як витрата повітря через компресор і відповідно витрата газів через турбіну, так і температура і тиск газів перед турбіною. В залежності від цих чинників змінюються і основні параметри, характеризуючі роботу компресора і турбіни, і в першу чергу коефіцієнти корисної дії, а також ступінь підвищення тиску компресора і ступінь зниження тиску турбіни.

Залежності, що показують, як змінюються параметри компресора і турбіни при зміні режиму їх роботи, прийнято називати характеристикою компресора (турбіни).

Характеристика дозволяє судити про вплив різних експлуатаційних факторів на основні показники турбокомпресора і двигуна в цілому, а також визначити найвигідніші умови спільної роботи турбокомпресора з двигуном.

Побудова характеристик турбокомпресора розрахунковим шляхом пов'язано з великими труднощами, тому зазвичай їх отримують експериментально.

Для компресора характеристики будують по витраті повітря, при постійній частоті обертання. Як відомо, зміна параметрів на вході і особливо температури (T_H) значно впливає на основні показники компресора. Тому характеристики, зняті по витраті повітря при різних умовах на вході, будуть відрізнятися один від одного. Було прийнято рішення про побудову характеристики (зміна ступеня підвищення тиску і коефіцієнта корисної дії) по параметру $\frac{V}{\sqrt{T_H}}$ (V - секундна

витрата повітря, $\text{м}^3 / \text{с}$) при незмінному $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$ (n - частота обертання ротора), так

як характеристики, побудовані в цих параметрах, залишаються незмінними при будь-яких змінах тиску і температури повітря на вході в компресор.

Для побудови характеристики турбіни, т. н. зміни коефіцієнта корисної дії і ступеня розширення газу в турбін π_T і був обраний параметр $\frac{G_T n}{P_r}$ (P_r - тиск газу перед турбіною), як найбільш зручний при дослідженні спільних режимів роботи турбіни і компресора внаслідок рівності частот обертання, і приблизного рівності витрат повітря через компресор і газу через турбіну. Побудова характеристик турбіни виробляється при постійному $\frac{n}{\sqrt{T_r}}$.

Відповідно до викладеного, характеристики знімаються при постійному $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$ ($\frac{n}{\sqrt{T_r}}$), а режими роботи встановлюються за значенням тиску наддуву.

При прийнятій методиці випробувань, коли основні показники ТК (адіабатна і індикаторна робота і коефіцієнт корисної дії турбіни) визначаються за параметрами газу на вході і виході з турбіни, особливе значення має правильність визначення цих параметрів. Для виконання цього необхідні умови потрібно на кожному режимі роботи проводити попередні досліди з метою оцінки точності вимірювання поля температур і тисків на вході і виході з турбіни.

На підставі знятих полів температур газу на виході з турбіни визначається положення диференціальної термопари, що вимірює перепад температур, спрацьовує в турбіні (Δt^D) на різних режимах її роботи. Як показав ряд повторних дослідів, поля температур і тисків газу на вході в турбіну на всіх режимах роботи залишаються рівномірними.

З огляду на те, що потсійна температура газу на вході в турбіну не дає її істинного значення через теплових втрат в ресивері турбіни, виникає необхідність заміряти температури безпосередньо перед сопловим апаратом.

Для визначення поля температур перед сопловим апаратом встановлені три термопари за допомогою шпильок кріплення кришки турбіни (рис. 1.11). За результатами вимірів будуються поля температур перед сопловим апаратом для

всіх режимів роботи. За цих полях температур визначається положення термопар, показання якої відповідають середньомасовим значенням температури перед сопловим апаратом.

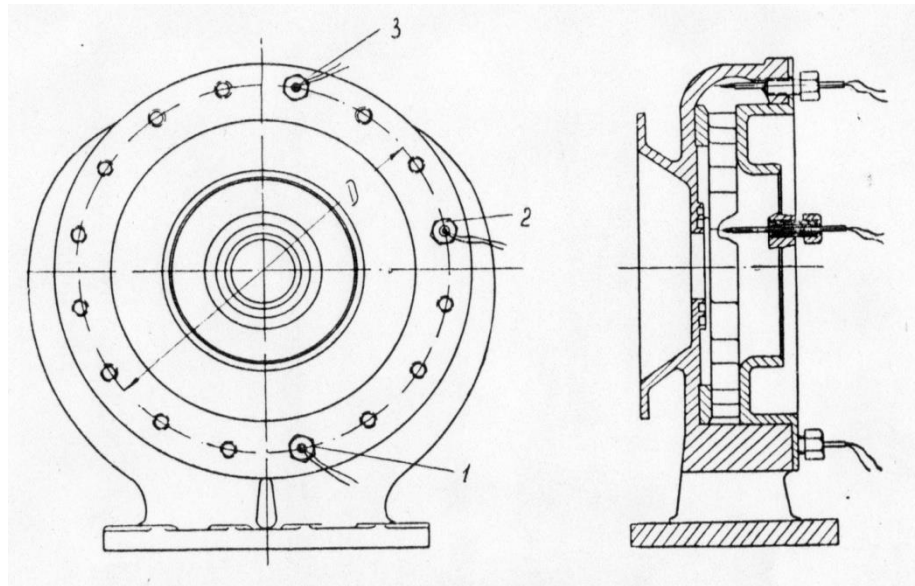


Рисунок 1.11 - Схема установки термопар перед сопловим апаратом.

Додаткові труднощі при випробуванні турбокомпресора і обробці експериментальних даних створює охолодження диска колеса турбіни. Це охолодження диска здійснюється за рахунок перепуску частини повітря з порожнини високого тиску компресора в турбіну. Такий спосіб охолодження призводить до зниження температури газу, що проходить через колесо турбіни, і ускладнює визначення кількості робочого тіла, що проходить через турбіну. Крім того, на деяких режимах роботи турбокомпресора, коли значення більше, відбувається перетікання газу в порожнину високого тиску компресора, що в свою чергу викликає зміну параметрів повітря на виході з нього і зменшує витрату газу через колесо турбіни. Для виключення цього явища на лінії перепуску був встановлений спеціальний кран.

1.4 Висновки та постановка завдання на магістерську роботу

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 та компресора. Однак даний спосіб має деякі недоліки: по-перше, необхідно мати високооборотні 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 з загальними підшипниками. Таким чином, виникає необхідність у використанні стенду для випробувань турбокомпресора, який в свою чергу розглядається як єдиний агрегату наддуву ДВР/

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 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 всіх їх моделей, проте в зв'язку з великим розкидом параметрів, це не представляється можливим. В даному розділі визначаються рамки діапазонів основних параметрів турбокомпресорів, для яких буде проектуватися стенд.

Аналізуючи технічну літературу по турбокомпресорах був зроблений висновок про параметри турбокомпресорів, що застосовуються для наддуву автомобільних ДВЗ в сучасному двигунобудування.

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 затребуваний в автомобільному двигунобудуванні малий і середній наддув. У зв'язку з цим обмежимося ступенем підвищення тиску в компресорі $\pi_K = 1,5 \dots 2,5$. Таким чином, проектуваний стенд повинен бути розрахований на дослідження турбокомпресорів з повним тиском на виході з компресора $P_K^* = 150 \dots 250 \text{ кПа}$.

Температура на вході в компресор.

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 $T_H = 220 \dots 320 \text{ K}$.

Тиск на вході в компресор.

Тиск у 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 $P_H = 70 \dots 130 \text{ кПа}$.

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 валу турбокомпресора.

Перші турбокомпресори для наддуву ДВЗ мали розрахункову частоту обертання ротора 40000-60000. Однак в процесі розвитку вона зростала. Це пояснюється тим, що продуктивність компресора безпосередньо пов'язана з окружною 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 можливість суттєво збільшити швидкість обертання ротора (до 300000 хв^{-1}), а, отже, і значно зменшити габарити всього агрегату в цілому. Для проектування випробувального стенду обмежимося розрахунковою частотою обертання ротора в межах $n = 100000 - 300000 \text{ хв}^{-1}$, а діапазон досліджуваної частоти обертання приймемо рівним $n = 30000 - 150000 \text{ хв}^{-1}$.

Потужність на валу компресора.

У технічній літературі по турбокомпресорів 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 в вузлах підшипників). У

зв'язку з цим, немає такого поняття як «потужність турбокомпресора». Однак, потужність, необхідна компресора 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 в 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 ізоентропії (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.

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

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

$$N_{K \min} = \frac{L_{KS \min} G_{B \min}}{\eta_{K \max}} = \frac{27000 \cdot 0,1}{0,80} \approx 3300 \text{ Вт} = 3,3 \text{ кВт},$$

$$N_{K \max} = \frac{L_{KS \max} G_{B \max}}{\eta_{K \min}} = \frac{96000 \cdot 0,5}{0,75} \approx 64000 \text{ Вт} = 64 \text{ кВт}.$$

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

Крутний момент на валу компресора.

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

$$M_{кр}^K = \frac{30N_K}{\pi \cdot n}. \quad (2.3)$$

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

$$M_{кр\min}^K = \frac{30N_{K\min}}{\pi \cdot n_{\max}} = \frac{30 \cdot 3300}{\pi \cdot 150000} = 0,21 H \cdot m,$$

$$M_{кр\max}^K = \frac{30N_{K\max}}{\pi \cdot n_{\min}} = \frac{30 \cdot 64000}{\pi \cdot 30000} = 20,4 H \cdot m.$$

Отже, проектувана випробувальна установка повинна бути розрахована на випробування турбокомпресорів з обертовим моментом на валу компресора і турбіни в межах $G_T = G_B = 0,1 \dots 0,5 \text{ кг/с}$.

Витрата відпрацьованих газів через досліджувану турбіну

Витрата відпрацьованих газів через турбіну дорівнює витраті повітря через компресор, за умови відсутності витоків робочого тіла в ДВС. Тому $M_{кр}^K = 0,2 \dots 20 H \cdot m$.

Повний абсолютний тиск на вході в турбіну

Для сучасних автомобільних ДВС, повне абсолютний тиск відпрацьованих газів у випускному колекторі коливається в межах $P_r^* = 105 \dots 180 \text{ кПа}$.

Повна температура на вході в турбіну

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

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни з умови роботи турбокомпресора в складі ДВС повинні бути рівні частоті обертання, потужності і та крутному 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 $\eta_M = 0,95...0,98$

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

Досліджувана турбіна:

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \sqrt{T_0^*}} = f(Y_T; \pi_T) - \text{характеристики потужності, де } Y_T - \text{ параметр}$$

навантаженості турбіни, π_T - ступінь зниження тиску в турбіні;

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{P_0^*} = f(Y_T; \pi_T) - \text{моментна характеристика,}$$

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

$$\eta_T = f(Y_T; \pi_T) - \text{ККД-характеристика турбіни;}$$

$$\frac{P_T^*}{G_T \sqrt{T_T^*}} = f(Y_T; \pi_T) - \text{видаткова характеристика.}$$

Досліджуваний компресор:

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = f(G_{впр}; n_{впр}) - \text{напірна характеристика (напір - питома робота на}$$

окружності робочого колеса); $G_{впр} = G_B \sqrt{\frac{T_H}{288} \frac{101,33}{P_H}}$ приведена витрата повітря;

$$n_{впр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}} - \text{наведена частота обертання.}$$

$$\eta_K = f(G_{впр}; n_{впр}) - \text{ККД-характеристика компресора.}$$

Характеристики турбокомпресора в цілому:

Залежними параметрами є:

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

$$G_{BIP} = \frac{G_B \sqrt{T_H}}{P_H} \frac{101,33}{\sqrt{288}} - \text{приведена витрата повітря через компресор};$$

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

компресора;

$$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H} - \text{ступінь підвищення тиску в компресорі.}$$

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

2.2 Схема вимірювального стенда та її опис

Схема вимірювального стенду, представлена на рисунку 2.1, складається з наступних основних елементів: випробуваного турбокомпресора; паливної системи; спеціального балона зі стисненим повітрям (замість нього може бути використана мережу живлення стисненим 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 ДВС. Можлива також схема (див. рис. 2.2) без останнього пристрою, що значно скорочує витрати на проведення випробувань.

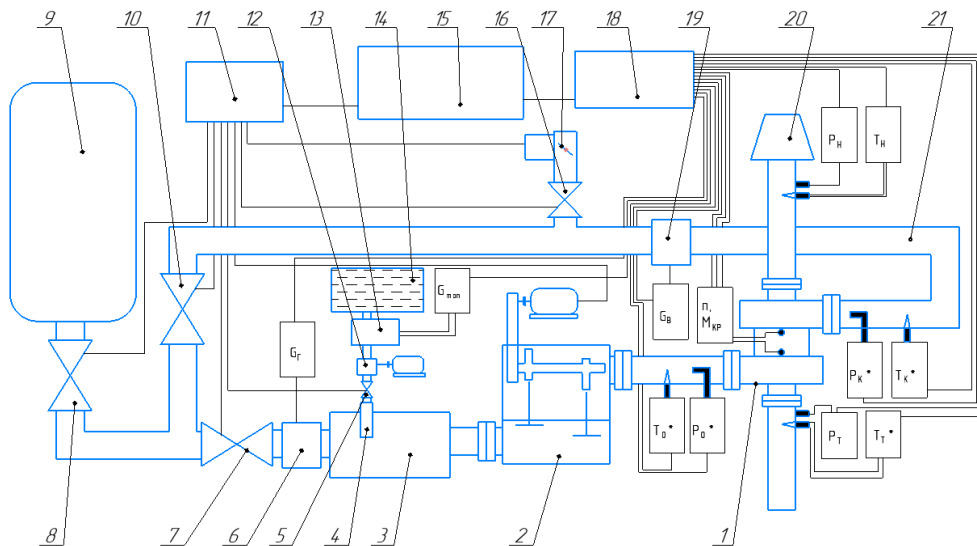


Рисунок 2.1 - Схема вимірювального стенду.

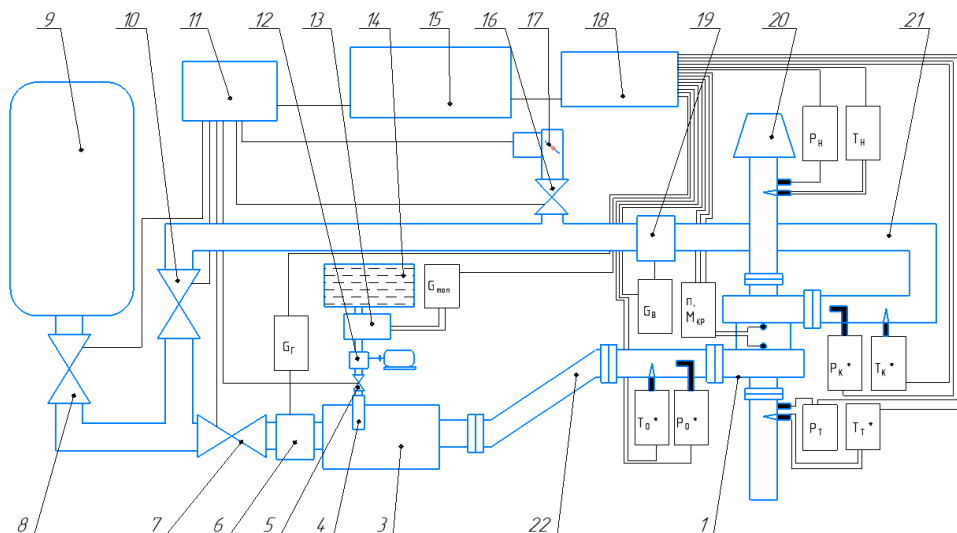


Рисунок 2.2 - Схема вимірювального стенду для спрощених випробувань

Принцип дії установки наступний. На початку експерименту вентиль 10 знаходиться в закритому стані. Відкриваючи вентиль 8, повітря зі спеціального балона 9 (або з мережі живлення стисненим повітрям) надходить в камеру згоряння 3. В 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 в 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 в випускному колекторі реального ДВС. Для

зниження витрат на випробування, а також в тих випадках, коли випробуваний турбокомпресор застосовується не для наддуву поршневого двигуна, випробування можна проводити і без елемента 2. Для цього передбачена спеціальна труба 22 (див. Рис. 3.2), яка кріпиться до трубопроводу на ділянці від камери згоряння до турбокомпресора через фланці. Потім газ надходить в турбіну турбокомпресора 1, де після скоєння роботи, відводиться в атмосферу. У цей момент в компресорі проводиться робота зі стиснення повітря, що надходить 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.

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 спливати в атмосферу і надходить в камеру згоряння. Тільки в цей момент можна приступати до вимірів параметрів газу і турбокомпресора.

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

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

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

2.3 Параметри що вимірюються

В ході проведення випробувань, вимірюються наступні параметри:

P_H - тиск навколишнього середовища;

T_H - температура навколишнього середовища;

P_K^* - повне 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 - витрати 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.

Датчики вимірювання тиску

При вимірі тиску використовуються перетворювач тиску вимірювальні АІР-10 (далі - АІР-10) , виробництва фірми «Елемер», які призначені для безперервного перетворення значень надлишкового тиску, абсолютного тиску та різниці тисків рідких і газоподібних, в тому числі агресивних, середовищ в уніфікований вихідний струмовий сигнал. АІР-10 використовуються в системах автоматичного контролю, регулювання та управління технологічними процесами. Перетворювачі випускаються в двох модифікаціях АІР-10 / М1 і АІР-10 / М2, що відрізняються конструктивним виконанням і стійкістю до електромагнітних завад.

АІР-10 можуть підключатися до комп'ютера за допомогою інтерфейсу RS 232 для градування і конфігурації. Конфігурація АІР-10 включає в себе зміну діапазонів вимірювання, вибір залежно вихідного сигналу від вхідного (зростаючий з вихідним уніфікованим сигналом 4 – 20 мА або спадної з вихідним уніфікованим сигналом 20 – 4 мА), установку числа усереднень (часу демпфірування) .

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-Д А , моделі 1 03 5. 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.

Таблиця 2.1 - Характеристики датчиків тиску.

Шифр перетворювача	код моделі	Максимальна верхня межа вимірювань	Ряд верхніх меж вимірювань по ГОСТ 22520-85	Максимальна (під час перевірки) тиск	межі допустимої основної зведеної 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	

Загальний вигляд, а також габаритні і приєднувальні розміри датчика АІР-10 представлені на рисунку 2.3.



Рисунок 2.3 – Датчик АІР-10

Датчики вимірювання температури

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

МС є реагує на температуру пристрій, що складається з чутливого елемента (ЧЕ) із захисною оболонкою, внутрішніх сполучних проводів і зовнішніх висновків, що дозволяють здійснювати підключення до електричних вимірювальним пристроям. Принцип роботи ТС заснований на залежності опору ЧЕ від температури. ЧЕ виготовляється відповідно до ГОСТ 6651-94 з платини і міді. Конструкцією ТЗ передбачено розміщення одного або двох ЧЕ в одній захисній оболонці, яка забезпечує хороший контакт з вимірюваним середовищем і оберігає його від зовнішніх пошкоджень.

В якості первинного вимірювального перетворювача для вимірювання температури на вході в компресор T_H , і виході з нього T_K^* використовується датчик ТС 1388/7, представлений на рисунку 2.4. Даний датчик розрахований на

вимірювання температури в межах від мінус 50 до +200 . Номінальне значення опору при дорівнює 100 Ом . Межі допустимого відхилення опору, при вимірюваній температурі t , виражені в відповідають $\pm (0,3 + 0,005 | t |)$.

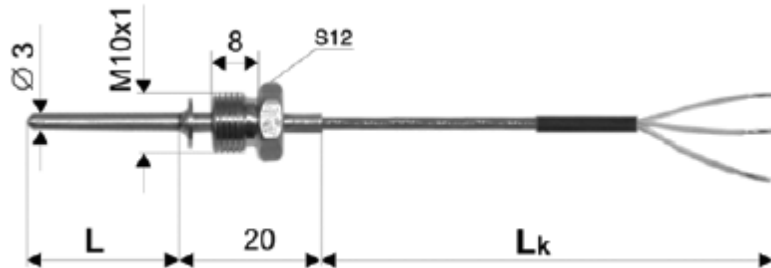


Рисунок 2.4 – Термоперетворювач опору ТС 1388/7

ТП призначені для вимірювання температури твердих, рідких, газоподібних і сипучих речовин у діапазоні температур від мінус 40 до плюс 1800 ° . ТП являють собою реагують на температуру пристрою, що складаються з чутливого елемента із захисною оболонкою, ізолюваного або неізолюваного від захисної арматури робочого спаю і зовнішніх висновків, що дозволяють здійснити підключення до електричних вимірювальним пристроям. 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.

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

Визначення витрати повітря

Для визначення витрати повітря, що проходить через компресор і камеру згоряння G_r , застосовується термоанемометричний датчик витрати газу ST 75 фірми FCI (див. рис. 2.5).



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд термоанемометричного датчика

Дія термоанемометричних масових витратомірів засновано на принципі теплової дисперсії, за яким співвідношення між швидкістю потоку і процесом охолодження безпосередньо залежить від масової витрати газу. Нова модель термоанемометричного датчика витрати газу ST 75 характеризується високою точністю, простотою установки, відсутністю рухомих частин і призначена для управління витратою повітря або іншими видами газів. В якості вимірювального елемента використовується платиновий термометр опору. У поєднанні з мікропроцесорним електронним блоком і точної заводської калібруванням, витратомір забезпечує високу точність, швидкий відгук і практично не вимагає техобслуговування.

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

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

Модель комплектується стандартним послідовним портом входів / виходів RS 232 для конфігурації, пошуку несправностей і зчитування інформації.

Деякі технічні характеристики:

- діапазон вимірювань: 0,001 ... 0,6 кг / с;
- точність: $\pm 2\%$;
- температура газу: -18 ... + 115 ° С.

Вимірювання витрати палива

Вимірювання витрати палива виробляється за допомогою датчика витрати палива ДРТ-300, виробництва фірми «Технотон» (рис. 3.6). До переваг цього датчика відносяться нечутливість його до забруднення палива і висока точність вимірювання.

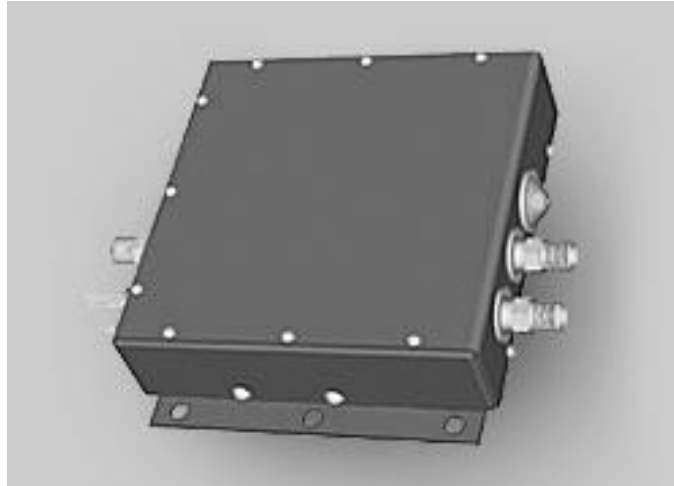


Рисунок 2.6 – Загальний вид датчика розходу палива ДРТ-300

Деякі технічні характеристики:

- діапазон виміру: 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: $300 \times 250 \times 60 \text{ мм}$.

Вимірювання частоти обертання і крутного моменту

Вимірювання частоти обертання валу турбокомпресора і крутного моменту виробляється за допомогою оптоволоконних датчиків. На рисунку 3.7 схематично зображено вал турбокомпресора, на якому нанесені дві ризики: одна біля робочого колеса компресора, а інша біля робочого колеса турбіни. У корпусі ТКР виконані два отвори, через які до валу підводяться скляні світлопроводи. Ці світлопроводи, за допомогою оптоволоконного кабелю передають сигнал на реєстратор. Сигнал, у вигляді світлового імпульсу, утворюється при проходженні ризики біля

скляного світловода (переломлення променя світла). На кожен оборот валу турбокомпресора доводиться по одному сигналу з кожного датчика. Замір крутного моменту виробляється по скручуванню вала, яке пропорційно проміжку часу між сигналами з двох датчиків.

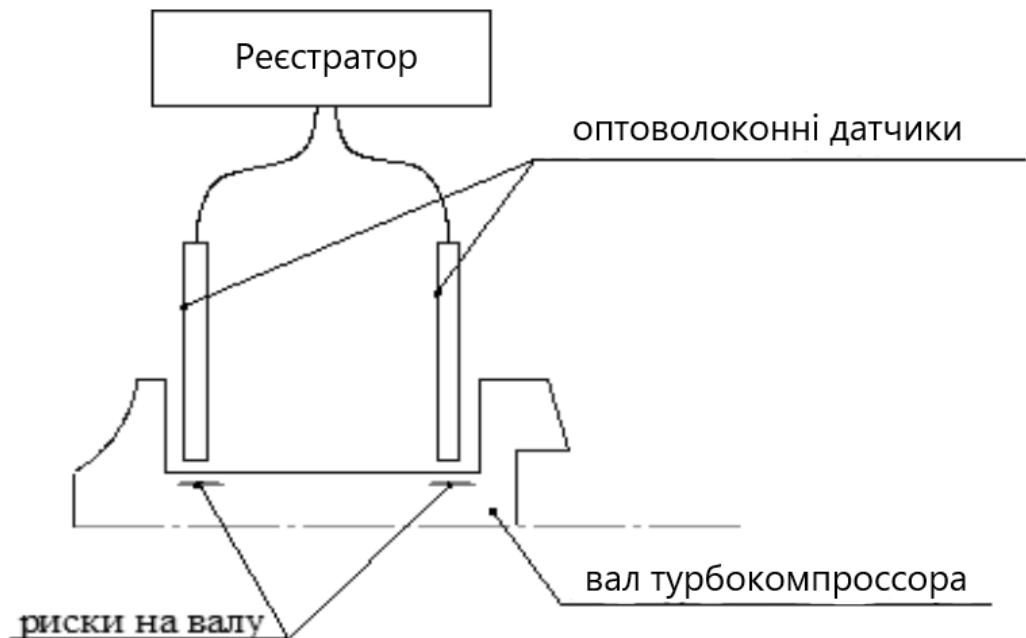


Рисунок 2.7 – Схема вимірювання крутного моменту і частоти обертання валу ТРК

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 за коштами стандартного послідовного порту RS 232 .

Реєстрація виміряних параметрів.

Як видно з попередніх пунктів, всі параметри вимірюються датчиками, на виході у яких є уніфіковані сигнали у вигляді сили струму, напруги, частоти або опору. Це дозволяє реєструвати, запам'ятовувати та переробляти дані сигнали одним багатоканальним реєстратором, що в свою чергу позитивно позначається на якості, вартості та часу проведення експерименту. В якості такого приладу використовується багатоканальний реєстратор РМТ 59 виробництва фірми

«Елемер» (див. Рис. 3.8). Реєстратор багатоканальний безпаперовий РМТ 59 призначений для вимірювання, реєстрації та контролю температури та інших неелектричних величин (частоти, тиску, витрати, рівня та інших), перетворених в електричні сигнали сили, напруги постійного струму і активний опір постійного струму.

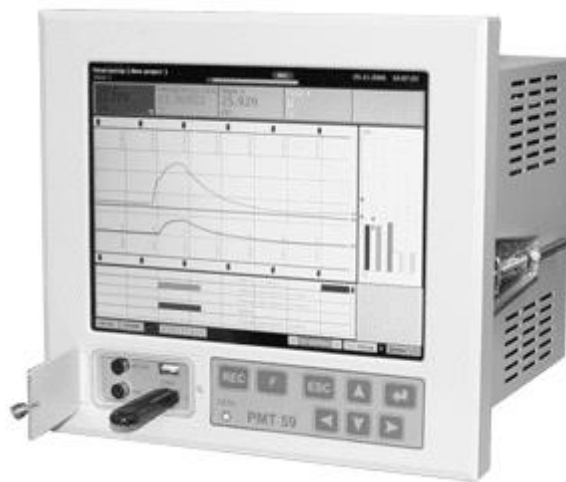


Рисунок 2.8 – Реєстратор багатоканальний РМТ - 59

Деякі функціональні можливості:

- результатом 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 застосовується на обробку сигналів по вимірювальним каналам, цикл опитування всіх каналів близько 1 секунди;
- конфігурація здійснюється споживачем з кнопочової 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 направляється для подальшої обробки на ЕОМ.

2.4 Методика обробки результатів вимірювань

При проведенні випробувань турбокомпресора, необхідно в кінцевому підсумку, за допомогою вимірних параметрів, отримати характеристики компресора, турбіни і самого турбокомпресора в цілому. Ця операція проводиться в ЕОМ за спеціальним алгоритмом. Нижче наведено алгоритм проведення випробування і обробки результатів вимірювання.

Відомо, що зміна параметрів повітря на вході в компресор, і особливо температури, значно впливає на основні показники компресора. Характеристики, зняті при різних і на вході, будуть відрізнятися один від одного. Те ж саме відноситься і до турбіни. Для того щоб характеристики компресора можна було використовувати при різних атмосферних умовах, використовуються універсальні параметри, а саме: замість витрати повітря використовується такий параметр, як приведена витрата повітря, а замість частоти обертання, використовується наведена частота обертання:

$$G_{впр} = G_{в} \sqrt{\frac{T_H}{288} \frac{101,33}{P_H}}; \quad (2.4)$$

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}}. \quad (2.5)$$

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

$$y_T = \frac{u_1}{\sqrt{2L_{ст}}} \quad (2.6)$$

де u_1 - окружна швидкість робочого колеса турбіни на зовнішньому діаметрі,

$L_{ст}$ - ізоентропіческая робота розширення газу в турбіні;

$$\pi_T = \frac{P_T}{P_0^*}. \quad (2.7)$$

Алгоритм проведення випробувань і обробки результатів вимірювань для компресора.

Для проведення випробувань компресора вентиль 10 (див. рис. 2.1) повинен знаходитися в закритому положенні, а 7, 8 і 16 у відкритому. При цьому регулюючими параметрами є витрата повітря через компресор і частота обертання валу турбокомпресора. Регулювання витрати виконується з керуючої панелі 11 дросельної заслінкою 17, а частота обертання – витратою газу через турбіну, за допомогою вентиля 7.

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 до з інтервалом в). Таким чином, встановивши частоту обертання 50000 хв⁻¹, і за допомогою заслінки витрата , проводиться вимір наступних параметрів: T_H , P_H , P_K^* , T_K^* , M_{KP} .. Потім, поступово закриваючи дросель 17, проводиться ще чотири виміри при інших витратах повітря. Потім, збільшуючи витрату газу через турбіну, встановлюємо частоту обертання валу на рівні 100000 хв⁻¹ і виробляємо знову 5 вимірів параметрів при різних положеннях дросельної заслінки. Таким чином, повторивши дані дії для всіх частот обертання, виходить масив даних у вигляді таблиці 4.1, за допомогою якого необхідно побудувати універсальні характеристики компресора.

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

$$H = \frac{N_K}{G_B} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_B} \quad (2.8)$$

Універсальною характеристикою напору є коефіцієнт витраченого напору:

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n \cdot 60^2}{30 \cdot G_B \cdot \pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \frac{120M_{KP}}{G_B \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot n}, \quad (2.9)$$

де D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса.

Таким чином, використовуючи ці формули, можна отримати масив даних для побудови універсальної напірної характеристики (див. табл. 4.2).

Таблиця 2.2 - Зразок масиву даних вимірювань при випробуванні компресора.

Частота, хв^{-1}	параметри	Витрата повітря				
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
50000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					
100000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					
150000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					
200000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					
250000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					
300000	T_H, K					
	$P_H, \text{кПа}$					
	$P_K^*, \text{кПа}$					
	T_K^*, K					
	$M_{KP}, H \cdot m$					

Таблиця 2.3 - Масив даних для побудови напірної характеристики.

$\bar{H} = f(G_{ВПР}; n_{ПР})$	$G_{ВПР1}$	$G_{ВПР2}$	$G_{ВПР3}$	$G_{ВПР4}$	$G_{ВПР5}$
$n_{ПР1}$					
$n_{ПР2}$					
$n_{ПР3}$					
$n_{ПР4}$					
$n_{ПР5}$					
$n_{ПР6}$					

Аналогічно напірної характеристики, будується ккд-характеристика компресора, де ккд компресора визначається зі співвідношення:

$$\eta_K = \frac{L_{КС}}{L_K} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{N_K}{G_B}} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{M_{КР} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_B}}. \quad (2.10)$$

Результати розрахунків також представляються у вигляді масиву для побудови ккд-характеристики (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4 - Масив даних для побудови ккд-характеристики.

$\eta_K = f(G_{ВПР}; n_{ПР})$	$G_{ВПР1}$	$G_{ВПР2}$	$G_{ВПР3}$	$G_{ВПР4}$	$G_{ВПР5}$
$n_{ПР1}$					
$n_{ПР2}$					
$n_{ПР3}$					
$n_{ПР4}$					
$n_{ПР5}$					
$n_{ПР6}$					

Алгоритм проведення випробувань і обробки результатів вимірювань для турбіни

Для проведення випробувань турбіни, вентиль 10 (див. рис. 3.1) повинен знаходитися в закритому положенні, а 7, 8 і 16 у відкритому. При цьому регулюючими параметрами є тиск на вході в турбіну P_0^* (за рахунок вентиля 7) і

частота обертання валу турбокомпресора (за рахунок регулювання витрати повітря через компресор дросельною заслінкою 17).

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 17, і тиск $P_0^*=105 \text{ кПа}$, за допомогою вентиля 7, проводиться вимір наступних параметрів: T_0^* , P_T , T_T , G_T , $M_{кр}$. Потім, поступово збільшуючи тиск, 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, необхідно за допомогою витрати повітря через компресор, відновлювати частоту обертання валу 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 валу до $n=100000 \text{ хв}^{-1}$, проводиться знову 5 вимірів параметрів при різних значеннях P_0^* . Таким чином, повторивши дані дії для всіх частот обертання, вийде масив вимірних параметрів у вигляді таблиці 2.5, за допомогою якого необхідно побудувати універсальні характеристики турбіни.

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:

$$y_T = \frac{u_1}{\sqrt{2L_{ст}}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \sqrt{2 \frac{k_r}{k_r - 1} R_r \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right]}}, \quad \text{і} \quad \pi_T = \frac{P_T}{P_0^*}. \quad (2.11)$$

Таблиця 2.5 - Зразок масиву даних вимірювань при випробуванні турбіни

Частота, хв^{-1}	параметри	Тиск на вході в турбіну P_0^* , кПа				
		105	125	145	165	185
50000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					
100000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					
150000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					
200000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					
250000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					
300000	T_0^* , K					
	P_T , кПа					
	T_T , K					
	G_T , кг/с					
	M_{KP} , $H \cdot m$					

Для побудови характеристик турбіни використовуються універсальні параметри. Це зв'язано з тим, що нормальні характеристики залежать від

зовнішніх умов. Вид універсальних параметрів визначається за допомогою теорії подібності [5] .

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

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}}. \quad (2.12)$$

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

$$\bar{M}_{KP} = \frac{M_{KP}}{P_0^*}. \quad (2.13)$$

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

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_T \cdot L_{ST}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G \cdot \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}} \right]}. \quad (2.14)$$

Видаткова характеристика турбіни виражається залежністю $\bar{G} = f(y_T; \pi_T)$, де параметр витрати визначається за формулою:

$$\bar{G} = \frac{G \cdot \sqrt{T_0^*}}{P_0^*}. \quad (2.15)$$

Таким чином, підставивши в усі вищеописані формули результати експерименту, можна побудувати все, що цікавлять характеристики. Масив даних для побудови характеристик (в загальному вигляді для всіх характеристик), може бути представлений у вигляді таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 - Масив даних для побудови характеристик турбіни.

$\bar{N}, \bar{M}_{KP}, \eta_T, \bar{G} = f(y_T; \pi_T)$	π_{T1}	π_{T2}	π_{T3}	π_{T4}	π_{T5}
y ₁					
y ₂					
y ₃					

Продовження таблиці 2.6

y_4					
y_5					
y_6					

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Конструктивна схема експериментальної установки та її опис

Турбокомпресор (рис. 3.1), складальне креслення якого наведено в графічній частині, є агрегат, який об'єднує доцентрову турбіну і відцентровий компресор. Турбіна перетворює енергію відпрацьованих газів в роботу стиснення повітря компресором.

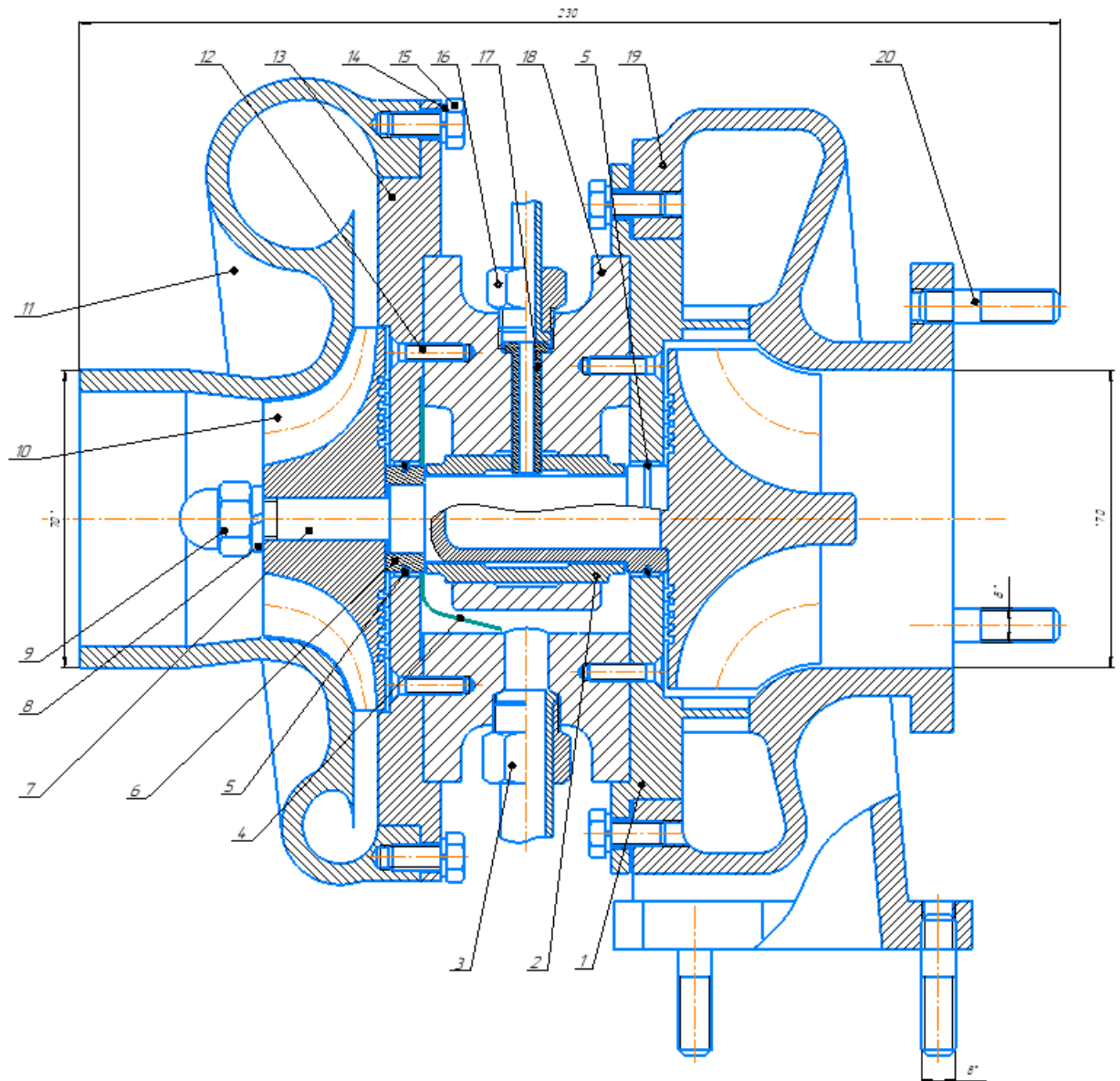


Рисунок 3.1 – Турбокомпресор

Обертається 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 зі сталі тертям. Ротор обертається в підшипнику 2, що представляє собою плаваючу бронзову (Бр010С10) моноштулку, утримує від осового і крутного переміщень фіксатором 17, який разом з підвідним штуцером 16 є маслопідвідним каналом. Осьове переміщення ротора обмежується з боку турбіни - торцем вала, а з боку компресора - дистанційної шайбою 6. Для відводу масла з порожнини корпусу підшипників 18 передбачений відвідний штуцер 3.

На корпус підшипників встановлюються кришки турбіни 1 і комп-ресора 13 за допомогою гвинтів 12, а також маслоскидаючий екран 4, який разом з необертливими пружними розрізними кільцями ущільнювачів 5 запобігає текти масла з порожнини корпусу підшипника. Робоча поверхня кілець ущільнювачів покрита твердим хромом, а канавки, в які вони встановлені, і внутрішні діаметри кришок піддані термообробці.

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

На тильній стороні робочого колеса компресора і турбіни є гребінці, які входять в пази аналогічних гребінців в кришках компресора і турбіни. При цьому утворюється лабіринтові ущільнення, які виключають перетікання стисненого повітря з компресора і газу з турбіни в порожнину корпусу підшипника.

При попаданні газу в корпус турбіни, який представляє з себе спіральний газопріємник, він направляється на лопатки соплового апарату. Конструктивно соплової 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 відсноною 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 розрядження, 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 безлопаточному 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 до цього поступово зменшується швидкість повітря і підвищується його тиск на виході з компресора.

3.2 Технологія складання експериментальної установки

1. Збірку турбокомпресора рекомендується проводити в наступній послідовності:
 2. 1. У корпус підшипника 18 вставити в отвір під підшипник бронзову моноштулку 2 і зафіксувати її положення за допомогою втулки фіксатора 17.
 3. 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.
 4. 3. За допомогою чотирьох гвинтів 12 встановити на корпус 18 кришку турбіни 1.

5. 4. Змазавши маслом фаску на внутрішньому діаметрі кришки турбіни, і внутрішній діаметр бронзової втулки 2, в підшипник вставляється вал турбокомпресора з кільцем ущільнювача. Для того, щоб коли-це потрапило в фаску, а потім у внутрішній діаметр кришки, необхідно дотримуватися обережності і вставляти вал строго перпендикулярно торця кришки.
6. 5. У дистанційну шайбу 6 вставити кільце ущільнювача 5.
7. 6. За допомогою чотирьох гвинтів 12 встановити на корпус підшипника 18 кришку компресора 13.
8. 7. Змазавши маслом фаску і внутрішній діаметр кришки компресора, встановити на вал дистанційну шайбу.
9. 8. На вал турбокомпресора встановити робоче колесо компресора і за допомогою шайби 8 і гайки 9 зафіксувати в осьовому напрямку всі деталі рухомої частини турбокомпресора.
- 10.9. За допомогою стопорних шайб 14 і болтів 15 встановити на кришки компресора і турбіни відповідні корпусу.
- 11.10. У спеціальні отвори на зовнішньому діаметрі корпусу 18 ввернути підвідний 16 і відвідний 3 масляні штуцери.

3.3 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 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.

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 робочою тілом мається на увазі як робоче тіло для компресора, так і для турбіни); камера згоряння; Паливна система; система запалювання; масляна система; первинні через обмірні перетворювачі; система збору та обробки інформації.

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 відсутня безпосереднє кріплення агрегату до каркасу 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, відповідно до конструктивних особливостей 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 та 34 з'єднані з плитою 4 за допомогою болтового з'єднання 46.

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. дюрітових патрубків 9 за допомогою аналогічних хомутів з'єднує датчик 8 з системою дросселируючих патрубків 13.

Даний елемент являє собою зварені трубопроводи, в яких відбувається регулювання витрати повітря як за кількістю, так і за напрямком течії потоку, завмер параметрів газу на виході з компресора, крім того, через патрубок 26 відбувається подача стисненого 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 знаходяться безпосередньо на валу крокових двигунів, а обертання заслінок 10 і 15 передається через шестерні передачі, щоб змінити напрямок обертання цієї заслінки. Після елементів-та 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.

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 встановлено на спеціальній підставці 52.

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 переходнику 29 розташовуються первинні вимірювальні перетворювачі для виміру параметрів газу на вході в турбіну.

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.

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

Масляна система стенду складається з наступних елементів: масляний бак 31 з вбудованим масляним насосом; двигун масляного насоса 47; підводить 48 і

відводить 49 трубки масляної магістралі. Масляний бак установлено 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; підводить 50 і зливний 53 паливних магістралей; регулятора витрати палива плунжерного типу 61; крокової двигуна 60 для приводу регулятора витрати палива; датчика витрати палива 64, з'єднаного 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 баку через спеціальні отвори в плиті 4.

Первинні вимірювальні перетворювачі являють собою датчики, заміряють фізичні величини і перетворюють ці величини в універсальний вихідний сигнал у вигляді напруги, сили струму і частоти. На даному стенді застосовуються такі датчики: датчик абсолютного тиску на вході в компресор 43 і виході з нього 11; в якості датчика температури на вході і виході з компресора, застосовуються термоперетворювачі опору 42 і 12; для визначення крутного моменту по скрученню вала, використовуються оптоволоконні датчики 41 і 39; для виміру параметрів відпрацьованих газів на виході з турбіни і 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.

В якості системи збору та обробки інформації використовується ЕОМ 23, куди стікаються сигнали зі всіх датчиків. Крім цього у ЕОМ є ще ряд функцій, 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 4.3, 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-теля 47 для створення тиску в масляній системі. Кроковим двигуном 25 встановлюється таке положення заслінок: 10 і 14 знаходяться 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. Потрібний витрата палива для досягнення необхідного складу суміші в камері згоряння і 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 інше паливо через зливну магістраль 50 потрапляє назад в бак.

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 по-падає в проточну частину турбіни, де відбувається робота розширення, яка створює крутний момент на валу турбокомпресора. Після турбіни відпрацював 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 по-дача стисненого повітря 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.

При випробуваннях турбокомпресора регулюючими параметрами являться температура газу на вході в турбіну, яка встановлюється регулятором витрати

палива 61, і витрата газу, регульований заслінкою 17, що приводиться в рух кроковим двигуном 18.

При роздільних випробуваннях турбіни і компресора, даний стенд потребує деякої перенастроюванні. У цьому випадку зі схеми виключається левередж 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.

3.4 Алгоритм проведення випробувань і 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 елемент 2 в турбіну (див. рис. 2.1), звідки газ, зробивши роботу розширення, виходить в атмосферу). Таким чином, при випробуваннях турбокомпресора клапан 8, 16 повинен знаходитися в закритому стані, а клапани 10 і 7 у відкритому. Універсальними незалежними параметрами є параметр навантаженості турбіни y_T (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 7.

Залежними параметрами є:

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

$$G_{BIP} = \frac{G_B \sqrt{T_H}}{P_H} \frac{101,33}{\sqrt{288}} - \text{приведена витрата повітря через компресор};$$

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

компресора;

$$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H} - \text{ступінь підвищення тиску в компресорі.}$$

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

- перекрити вентиль 10 і відкрити вентиль 16 з дросельною заслінкою на 100%. Таким чином, при розкручуванні вала турбокомпресора, стиснене повітря з компресора буде спливати в атмосферу.
- привідкрити вентиль 8 і 7 для подачі повітря з мережі живлення в турбіну.
- відкрити вентилем 5 подачу палива в камеру згоряння, при цьому насос 12 повинен бути включеним в електричну мережу.
- запустити установку 2, яка імітує роботу газорозподільного механізму ДВС.
- після того, як частота обертання вала турбокомпресора досягла значення 50000 хв^{-1} , закрити вентиль 8, при цьому одночасно закриваючи вентиль 16. Тим самим забезпечується подача повітря в камеру згоряння не від мережі живлення стисненим повітрям, а від компресора.

Тепер, коли турбокомпресор працює в умовах, схожих з реальними умовами роботи ДВЗ 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 $T_0^*=900K$. 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 $T_0^*=950K$, при цьому необхідно відновити тиск $P_0^*=105кПа$. Провівши замір всіх параметрів, переходять до наступної температурі $T_0^*=1000K$, і так далі до $T_0^*=1150K$. Потім, змінивши витрата повітря, встановлюється тиск $P_0^*=125кПа$, після чого повторюються виміри всіх перерахованих параметрів для кожного значення температури T_0^* (значення температур ті ж самі). Після проведення даних дій виходить масив вимірюваних параметрів у вигляді таблиці 3.1, за допомогою якого необхідно побудувати характеристики турбокомпресора.

Таблиця 3.1 - Зразок масиву даних вимірювань при випробуванні турбокомпресора

Тиск на вході в турбіну, кПа	Параметри	Температура на вході в турбіну T_0^* , K					
		900	950	1000	1050	1100	1150
105	$G_B, кг/с$						
	$G_T, кг/с$						
	$P_H, кПа$						
	T_H, K						
	$P_K^*, кПа$						
	T_K^*, K						
	$P_T, кПа$						
	T_T^*, K						
$n, хв^{-1}$							
125	$G_B, кг/с$						
	$G_T, кг/с$						
	$P_H, кПа$						
	T_H, K						
	$P_K^*, кПа$						
	T_K^*, K						
	$P_T, кПа$						
	T_T^*, K						
$n, хв^{-1}$							

Продовження таблиці 3.1

185	$G_B, \text{кг/с}$						
	$G_T, \text{кг/с}$						
	$P_H, \text{кПа}$						
	$T_H, \text{К}$						
	$P_K^*, \text{кПа}$						
	$T_K^*, \text{К}$						
	$P_T, \text{кПа}$						
	$T_T^*, \text{К}$						
	$n, \text{хв}^{-1}$						

Таким чином, використовуючи дані з таблиці 3.1 і формули для визначення універсальних параметрів, можна отримати масив даних для побудови характеристик турбокомпресора, який може бути представлений у вигляді таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Масив даних для побудови характеристик турбокомпресора

Ступінь зниження тиску π_T	Параметри	Значення універсальних параметрів					
$\pi_{T1} (P_0^* = 105 \text{ кПа})$	y_T						
	η_{TK}						
	G_{BIP}						
	\bar{H}_S						
	π_K						
$\pi_{T2} (P_0^* = 125 \text{ кПа})$	y_T						
	η_{TK}						
	G_{BIP}						
	\bar{H}_S						
	π_K						
$\pi_{T3} (P_0^* = 145 \text{ кПа})$	y_T						
	η_{TK}						
	G_{BIP}						
	\bar{H}_S						
	π_K						

Продовження таблиці 3.2

$\pi_{T4} (P_0^* = 165 \text{ кПа})$	y_T						
	η_{TK}						
	G_{BIP}						
	\bar{H}_S						
	π_K						
$\pi_{T5} (P_0^* = 185 \text{ кПа})$	y_T						
	η_{TK}						
	G_{BIP}						
	\bar{H}_S						
	π_K						

4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4.1 Теоретичні дослідження моделювання виробничого процесу на підприємстві

Моделювання господарської діяльності підприємства як об'єкта дослідження передбачає розробку певних економіко-математичних моделей для найбільш повного і достовірного відображення процесу функціонування як суб'єкта господарювання в цілому, так і окремих його структурних підрозділів. Щодо системи управління підприємством, то реалізація найважливіших її функцій може бути формалізована через показники планування, нормування, обліку, контролю та економічного аналізу ресурсів (трудових, матеріальних, засобів виробництва), які споживаються, для одержання певних фінансових результатів. У свою чергу, загальна модель реалізації функціональної підсистеми економічного аналізу полягає в перетворенні економічної інформації в аналітичну, яка має бути використана для прийняття відповідних науково обґрунтованих управлінських рішень.

Процес такого роду перетворення передбачає розв'язання комплексу стандартних аналітичних завдань за певними аспектами економічної діяльності: характер використання виробничих ресурсів, собівартість товарної продукції, фінансовий стан підприємства.

Ці завдання розв'язують для визначення напрямків підвищення ефективності виробництва на підприємстві, підготовки проектів відповідних управлінських рішень. Розв'язання конкретного завдання аналітичного дослідження передбачає використання відповідної економіко-математичної моделі.

Загальний порядок (послідовність) розробки математичної моделі включає виконання таких робіт: 1) визначення змісту господарського завдання; 2) збирання і систематизація необхідної інформації; 3) побудова математичної моделі;

4) перевірка функціонування моделі; 5) уточнення моделі; 6) використання моделі для розв'язання завдання.

У процесі розробки моделі можливі певні зміни відповідно до конкретних обставин, сезонних і циклічних коливань тощо. Характер досліджень, що виконуються за допомогою моделювання, є суто ймовірнісним.

Для належної підтримки процесу розв'язування завдань передбачається широке використання наборів пакетів для математичних розрахунків і моделювання. Ефективний автоматизований процес розв'язання аналітичних завдань передбачає оптимальний варіант поєднання трьох найважливіших його елементів: 1) економічної інформації; 2) формалізованої постановки завдання; 3) математичної моделі розв'язання завдання.

Найбільш поширеним є застосування моделювання для встановлення зв'язку між узагальнюючими результатними показниками ефективності діяльності підприємства і зовнішніми факторами, що обумовлюють певні їх значення.

За способом поєднання факторів-аргументів у моделі, останні поділяються на чотири типи.

До першого типу належать адитивні моделі, що в них результативний показник визначається як алгебраїчна сума кількох факторних показників. Другий тип є так званим мультиплікативним. У цьому разі результативний узагальнюючий показник визначається як добуток певної кількості факторів. Третій тип – це кратні моделі. Вони застосовуються, якщо значення функціонального показника розраховується як співвідношення факторних показників. І, нарешті, четвертий тип є комбінованим, тобто таким, що поєднує в певний спосіб попередні моделі.

4.2 Програмне забезпечення моделювання процесу виробництва

Поняття "інформаційне забезпечення" (ІЗ) виникло у зв'язку з розвитком автоматизованих систем управління (АСУ). Це динамічна система одержання,

оцінки, зберігання та переробки даних, створена з метою вироблення управлінських рішень. ІЗ можна розглядати і як процес забезпечення інформацією, і як сукупність форм документів, нормативної бази та реалізованих рішень щодо обсягів, розміщення та форм існування інформації, яка використовується в інформаційній системі (ІС) у процесі її функціонування.

Збирання даних здійснюється на місцях виникнення інформації. Від якості цієї операції залежить повнота, достовірність та оперативна цінність зібраного матеріалу. Надходження інформації до місць оброблення виконується за допомогою спеціальних засобів передавання (приймання) даних – модемів, факсів, телефонів.

Дані для аналізу формуються в різноманітних підрозділах підприємства. Тому, щоб організувати інформаційну взаємодію різноманітних ІС між собою, а також з різними групами користувачів, необхідно розв'язати проблему їх інформаційної сумісності.

Створюючи ІЗ, дотримуються таких принципів: цілісність, вірогідність, контроль, захист від несанкціонованого доступу, єдність і гнучкість, стандартизація та уніфікація, адаптивність, мінімізація введення й виведення інформації (однократність уведення інформації, уведення-виведення тільки змін). Цілісність – це здатність даних задовольняти принцип повного узгодження, точності, доступності й достовірності відображення реального стану об'єкта. Обсяг інформації регулюється співвідношенням "необхідного і достатнього", а також вимогами повноти й достовірності даних. Окремо визначаються вимоги стосовно своєчасного надання відомостей користувачеві. Методичні та інструктивні матеріали ІС аналізу – це сукупність державних стандартів, галузевих керівних методичних матеріалів і розроблених проектних рішень щодо створення й супроводження ІЗ. Системи класифікації і кодування – це перелік описів і систем супроводження класифікаторів техніко-економічної інформації на економічному об'єкті.

Ефективність ІС багато в чому залежить від організації її інформаційної бази (ІБ), яка поділяється на позамашинну і машинну. Інформація в ній відображає стан конкретного об'єкта й зовнішнього середовища і фіксується на носіях системи. Такі засоби реєстрації даних забезпечують зв'язок між інформацією та людиною, інформацією та ЕОМ, людиною та ЕОМ. Для фіксування інформації в комп'ютерних системах використовуються різноманітні види носіїв (магнітні диски, магнітні стрічки, накопичувачі на гнучких магнітних дисках, компакт-диски).

Одним із головних компонентів інформаційного забезпечення є автоматизовані бази даних (АБД). Вони виконують такі функції: уведення, накопичення, зберігання, поновлення, інтегрована обробка й видавання інформації в будь-якій комбінації для розв'язування регламентних задач та інформаційно-довідкового обслуговування користувачів. Особливістю АБД є підвищення ефективності функціонування інформаційних технологій за рахунок раціональної організації та використання даних у процесі їх обробки. Основними вимогами до АБД є: багаторазове використання даних за одноразового їх уведення до системи; мінімальне дублювання; можливість розширення й поновлення; швидкий доступ до даних і їх захист, інтеграція даних для використання на різних рівнях управління. До складу АБД входять бази даних (БД) і системи управління базами даних (СУБД).

Залежно від технологічних режимів використання даних розрізняють фонд і архів даних. БД використовується багатьма споживачами (користувачами) і забезпечує незалежність даних від прикладних програм. Під час роботи з БД формується інформація про джерела інформації, формати та взаємозв'язок даних, відомості про частоту виникнення й характер використання даних. Ця інформація створює базу даних про самі дані і називається словником даних.

Користувачами БД можуть бути окремі фізичні особи чи прикладні програми. Інструментом, який забезпечує систему зв'язку (інтерфейс) користувачів і прикладних програм з цими даними, є СУБД – основа програмних

засобів АБД. До її основних функцій відносять організацію масивів у пам'яті ЕОМ і на машинних накопичувачах; установлення зв'язку між базами даних; відновлення (коригування) БД, логічний захист даних; захист секретності даних тощо.

4.3 Комп'ютерні технології розв'язання моделей

Ефективність застосування економіко-математичних методів у моделях реалізації завдань аналітичного дослідження базується на широкому використанні засобів автоматизованої обробки відповідних інформаційних даних. Ідеться передовсім про впровадження в процес аналізу господарської діяльності підприємств сучасних комп'ютерних технологій, що створює належні передумови одержання якісної аналітичної інформації, потрібної для забезпечення процесу розробки науково обґрунтованих управлінських рішень.

Найдоцільнішим варіантом (формою) реалізації такого інтеграційного процесу можна вважати впровадження сучасних інформаційних систем, що базуються на досконалих операційно-програмних засобах, інформаційних технологіях використання економіко-математичних методів і моделей, систем підтримки прийняття рішень. Сучасні інформаційні системи містять відповідний перелік функціональних завдань аналізу ринку, маркетингу, збуту готової продукції, технічної підготовки виробництва, техніко-економічного планування, матеріально-технічного забезпечення запасами, управління трудовими ресурсами, кадрами, управління фінансами, інвестиціями та інноваціями, управління основним та допоміжним виробництвом, управління якістю, бухгалтерським обліком та звітністю. Насамперед це комп'ютерні системи підтримки та прийняття рішень (СППР). Розв'язання завдань аналітичного характеру в таких комплексах забезпечує реалізацію функцій маркетингового дослідження. Комп'ютерною підтримкою охоплено й завдання, що вирішуються на організаційному рівні спеціалістами та технічними робітниками. Проте майже скрізь бракує комп'ютерної підтримки управлінської діяльності керівників вищого рангу, що є

найбільш важливим функціональним призначенням аналітичної роботи на підприємстві. Прикладом такої системи може бути СППР СІМПЛАН, що її спеціально призначено для надання допомоги керівникам у подоланні невизначеності, властивої корпоративному плануванню. Ця система є динамічним поєднанням моделей, у тому числі й економіко-математичних, за трьома основними компонентами: 1) фінансові моделі; 2) моделі маркетингу; 3) моделі виробництва.

Застосування методів моделювання в СППР СІМПЛАН дає можливість відображення за допомогою математичних формул зв'язків і залежностей між економічними явищами у сфері фінансів, маркетингу та виробництва.

Певною мірою відповідає функціональному призначенню аналітичної роботи реалізація підсистеми економічного та статистичного аналізу, що дає змогу користувачам на основі порівняння альтернатив одержувати інформацію, яка відповідає визначеному критерію. Інакше кажучи, ідеться про застосування порівняльного аналізу для дослідження кількох варіантів можливих управлінських рішень і вибору найефективнішого з них. Такий "сценарій" проведення аналітичного дослідження може бути реалізований, наприклад, для визначення найприйнятнішого для підприємства варіанта виробничої програми з урахуванням реальних умов і наслідків виробничої діяльності. Найважливішими елементами потрібної комплексної аналітичної моделі в такому разі мають бути: 1) виробнича програма підприємства; 2) організаційно-технічний рівень виробництва; 3) виробничі ресурси; 4) собівартість виробництва продукції; 5) фінансові результати; 6) фінансовий стан підприємства; 7) ефективність використання ресурсів.

Зрозуміло, що в цьому переліку зазначено лише основні напрямки, які найбільш суттєво характеризують відповідний аспект аналітичного дослідження, що не виключає можливості використання інших показників.

При цьому елементи "Виробнича програма", "Організаційно-технічний рівень виробництва" і "Ресурси" є альтернативними, тобто змінними

компонентами механізму аналітичного дослідження діяльності підприємства для встановлення рівня досягнення цим підприємством відповідних оцінних критеріїв: "Фінансові результати", "Фінансовий стан", "Ефективність використання ресурсів". Центральною ланкою, що поєднує в системі альтернативи з критеріями, тобто спроби з можливими результатами їх реалізації, є елемент "Собівартість виробництва".

Саме крізь призму зміни собівартості продукції на підприємстві оцінюється "якість" змінних альтернатив, що уможлиблює визначення оптимальних варіантів досягнення потрібного прибутку, рентабельності, платоспроможності, продуктивності праці, фондівіддачі, матеріалівіддачі та інших критеріальних показників ефективності роботи підприємства.

Запропонована структура моделі дослідження найбільшою мірою відповідає завданням перспективного економічного аналізу. Її реалізація базується на застосуванні комплексу економіко-математичних методів, а отже, потребує обробки інформаційних даних за допомогою сучасних комп'ютерних технологій, зокрема інформаційних систем стратегічного планування, тобто передовсім пакета прикладних програм PROJECT EXPERT 5, завданням якого саме і є моделювання та оцінка дій багатопрофільного, з широким асортиментом продукції підприємства, що працює на кількох ринках. Структурно пакет реалізовано у 7-х програмних блоках: 1) блок моделювання; 2) блок генерації фінансових документів; 3) блок аналізу; 4) блок групування проектів; 5) блок контролю процесу реалізації проекту; 6) блок-інтегратор; 7) генератор звіту.

На найбільшу увагу заслуговує блок аналізу. Реалізація його можливостей передбачає аналіз чутливості, аналіз ефективності проекту для окремих його учасників, розрахунок стандартних фінансових коефіцієнтів та показників ефективності, аналіз варіантів проектів. Модуль аналізу чутливості забезпечує можливість аналізу чутливості проекту до зміни різних параметрів (альтернатив). Це дає змогу оцінити вплив основних факторів на фінансовий результат реалізації проекту. У свою чергу, модуль розрахунку стандартних фінансових показників

реалізує можливість визначення фінансових коефіцієнтів (показників ліквідності, платоспроможності, ділової активності, рентабельності, структури капіталу), показників ефективності інвестицій, дисконтовані критерії періоду окупності, індексу прибутковості, внутрішньої норми рентабельності тощо. Модуль аналізу ефективності передбачає можливість порівняльної оцінки проекту з погляду різних його учасників (банків, інвесторів та ін.). І нарешті, модуль вартісного аналізу дає змогу порівняти показники ефективності різних варіантів реалізації проектів або груп різних проектів.

Блок-інтегратор уможливорює аналіз результатів діяльності холдингових компаній. Певні аналітичні можливості мають також інтегрована інформаційна система "Галактика" (модуль фінансового аналізу в контурі адміністративного управління), система управління виробництвом TECHNOCLASS 2000 (модуль бухгалтерії та аналізу) і деякі інші системи.

Однак локальний характер аналітичних завдань у цих інформаційних системах не дає змоги одержати комплексну аналітичну інформацію для ефективного забезпечення управлінської системи підприємства.

Отже, нагальним завданням є розробка спеціальної системи комп'ютерної обробки економічної інформації для підтримки управлінських рішень стосовно господарської діяльності підприємства. Така система повинна охоплювати комплекс задач, які передбачені курсом "Економічний аналіз", з урахуванням розрахунків щодо математичного моделювання.

5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

5.1 Проведення FMEA

FMEA - це метод, застосовуваний для того, щоб виявити потенційні дефекти і уникнути їх за допомогою відповідних заходів в області дослідно-конструкторських робіт, на виробництві або збірці виробів або на стадії нової виробничої технології.

Послідовність проведення FMEA в загальному вигляді являє собою наступне:

- фіксуються всі можливі дефекти;
- оцінюються можливі наслідки для замовника;
- встановлюються можливі причини дефектів;
- оцінюються виробничі специфікації і методи перевірки процесу з точки зору можливості виявлення і запобігання дефектів;
- оцінюється ймовірність виникнення і можливість виявлення кожного потенційного дефекту, його значення для замовника, на підставі чого отримують загальну оцінку ризику (коефіцієнт пріоритетності ризику), пов'язаного з даним дефектом;
- намічають конструктивні і виробничо-технічні заходи по контролю, спрямовані на зниження ризику;
- визначаються відповідальні за їх проведення;
- реалізують намічені заходи, після чого заново оцінюють по можливості розпізнавання і запобігання дефекту і, при необхідності, розробляють нові заходи.

5.2 FMEA конструкції

FMEA конструкції являє собою аналітичний метод, за допомогою якого керівник або група розробників досягають впевненості в тому, що буде виявлена і розглянута вся сукупність потенційно можливих відмов та дефектів і механізми ланцюжка їх впливу. При цьому оцінка впливу на кінцеві вироби проводиться з урахуванням взаємозв'язків з усіма відповідними системами, складовими і

компонентами. У найбільш суворому вигляді FMEA конструкції являє собою підсумковий результат інженерного аналізу (включаючи аналіз дефектних виробів, що базується на досвіді експлуатації та застосування виробів і виявлені дефекти), що являються складовою частиною (компонентом, підсистемою) процесу проектування. Він є системним умоглядним підходом, що має формалізований вигляд, який зазвичай використовують інженери в процесі проектування.

FMEA конструкції є підтримкою для процесу проектування в сенсі зниження ризику, пов'язаного з дефектами, оскільки:

- допомагає провести об'єктивну оцінку проектних вимог і альтернативних проектів;

- допомагає врахувати в проекті вимоги, пов'язані з особливостями виробництва і збірки / монтажу;

- збільшує ймовірність того, що в ході процесу проектування або розробки будуть розглянуті всі види потенційно-можливих відмов та дефектів і їх вплив на окремі системи;

- надає додаткову інформацію, яка допомагає в розробці планів контролю проекту і програм удосконалення.

Для цього необхідні зміни конструкції або процесу з метою підвищення ефективності заходів з контролю. Слід мати на увазі, що в цілому заходи з виявлення дефекту пов'язані з великими витратами і не ведуть до покращення якості. Збільшення частоти контролю не є доцільним заходом щодо усунення дефектів і може бути використано тільки в разі потреби або при прийнятті тимчасових рішень.

В принципі краще проводити заходи щодо виключення дефектів, наприклад, зниження ймовірності виникнення дефектів, ніж заходи з виявлення дефектів, наприклад, впровадження статистичних процесів управління замість вибіркового контролю.

Після розробки і реалізації заходів щодо усунення дефектів потрібно ще раз оцінити потенційні причини виникнення дефектів з точки зору ймовірності їх виникнення та значущості і розрахувати нове значення коефіцієнта пріоритетності ризику RPN. Якщо це число знову виявляється недостатньо низьким, цикл повторюють знову.

Ще раз слід підкреслити, що в принципі заходи по уникненню дефекту - це такі заходи, які зменшують ймовірність виникнення дефекту, а не підвищують ймовірність виявлення. Заходи з виявлення дефектів пов'язані з великими витратами і не ведуть до покращення якості.

5.3 Проведення FMEA конструкції

Для FMEA конструкції під «замовником» розуміють не тільки кінцевого користувача, але також групу керівників проекту всього виробу або вузла збірки більш високого рівня, а також осіб, відповідальних за інші види діяльності, наприклад, виробництво, складання, обслуговування.

Для проведення вихідного FMEA - аналізу конструкції відповідальний керівник повинен безпосередньо і активно залучити до цього представників від усіх порушених областей. Ці області можуть включати в себе (обмежуючись перерахованим): складання, виробництво, матеріали, якість, обслуговування, постачальників, так само як і проектні відділи, що відповідають за наступні складальні вузли.

FMEA конструкції повинно служити каталізатором, що викликає обмін ідеями між представниками різних служб і тим самим реалізовувати груповий підхід. Крім цього, у всіх випадках (незалежно від того, ведеться це проектування для внутрішніх поставок або для зовнішніх), в якості консультанта слід запросити відповідального за проект.

FMEA конструкції - живий документ, який повинен з'явитися до або під час завершальної стадії проектування, постійно актуалізуватися при появі змін або отримання додаткової інформації в ході вдосконалення виробу і бути повністю

завершеним до того, як креслення будуть прийняті для виробництва. Можливий наступний підхід при проведенні FMEA конструкції:

1. Складається перелік ознак, що відносяться до деталей системи, з яких складаються всі компоненти деталей системи, і можливі випадки відмов.

2. Обробляється кожен пункт цього переліку і результати заносяться в формуляр певного виду.

При цьому фіксуються, всі можливі випадки відмов окремих компонентів і описується їх вплив на функції системи.

Отримання переліку відмов на стадії проекту базується на теоретичних знаннях і досвіді, що отримується при виникненні подібних випадків. В ході експлуатації і випробувань аналіз доповнюється відомостями, виходячи з досвіду або при виникненні відмов.

3. За допомогою FMEA проводять розрахунок загального показника ризику відмов (коефіцієнта пріоритетності ризику) розглянутої одиниці.

Підсумками проведення FMEA конструкції може бути:

- Визначення якісних і кількісних показників ймовірності виникнення дефекту.

- Виявлення слабких місць на стадії проекту, тобто таких деталей або частин проекту, які можна розглядати критично з точки зору їх впливу на загальну надійність.

- Поточна перевірка здатності якості виробленої конструкції з метою отримання можливості намітити необхідні заходи щодо поліпшення.

5.4 Методика проведення FMEA конструкції

Всі потенційні дефекти розподіляються за значимістю відповідно до їх наслідками, причинами виникнення та заходами контролю. Підставою для розподілу служать чисельні значення наступних показників, що застосовуються при проведенні FMEA:

1) Вплив дефекту на замовника (серйозність дефекту).

2) Імовірність виникнення дефекту.

3) Можливість виявлення.

Нижче показано, як оцінити ці фактори кількісно.

Показник S: значення наслідків дефекту (Severity)

Це фактор, який відображає вплив виявленого дефекту на замовника. Так як значення, яке надається дефекту, орієнтується тільки на його наслідки (вплив на замовника), то всі потенційні причини виникнення дефекту з однаковими наслідками отримують, природно, однакові фактори значень.

Показник S може бути покращений тільки за допомогою змін продукту або процесу.

Значення S наслідків дефекту для замовника оцінюється за шкалою від 1 до 10. Наприклад, для автомобіля ці критерії можуть виглядати так, як це представлено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – FMEA конструкції. Показник «S»

Вплив	Критерії впливу	Оцінка
Катастрофічне, неочікуване	Дуже висока небезпека, викликана тим, що потенційний дефект раптово впливає на безпеку або призводить до невідповідності з вимогами	10
Катастрофічне, очікуване	Дуже висока небезпека, викликана тим, що потенційний дефект прогнозованим чином впливає на безпеку і / або призводить до невідповідності з вимогами	9

Продовження таблиці 5.1

Дуже високий	Непрацездатність виробу з втратою основних функцій	8
Високий	Виріб є працездатним, але рівень його функціональної здатності знижений. Замовник незадоволений	7
Помірний	Виріб є працездатним, але при цьому не працює обладнання, що забезпечує комфорт і зручності. Замовник відчуває дискомфорт	6
Слабкий	Виріб є працездатним, але при цьому устаткування, що забезпечує комфорт і зручності, має знижений рівень функціональної здатності. Замовник відчуває деяке незадоволення	5
Дуже слабкий	Підгонка і кріплення, рівень шуму обладнання не відповідає вимогам. Дефект відчувається більшістю замовників	4
Незначний	Підгонка і кріплення, рівень шуму обладнання не відповідає вимогам. Дефект відчувається середнім замовником	3
Крайнє незначний	Підгонка і кріплення, рівень шуму обладнання не відповідає вимогам. Дефект відчувається особливо упередженими замовниками	2
Відсутній	Немає впливу	1

Таблиця 5.2 – FMEA конструкції. Показник «О»

Імовірність виникнення дефекту або відмови	Можливе значення ймовірності	Бал
Дуже висока: дефект практично неминучий	частіше, чим 1 з 2	10
	1 з 3	9
Висока: повторювані дефекти	1 з 8	8
	1 з 20	7
Незначна: випадкові дефекти	1 з 80	6
	1 з 400	5
	1 з 2000	4
Низька: відносно рідкісні дефекти	1 з 15000	3
	1 з 150000	2
Малоймовірна: дефект малоймовірний	рідше, ніж 1 з 1500000	1

Показник D: ймовірність виявлення дефекту (Detection)

Під ним розуміють ймовірність виявлення дефекту (точніше за змістом - це ймовірність «не виявлення» дефекту) перш, ніж деталь або агрегат потрапить до замовника. Вона означає можливість виявлення звичайними методами контролю потенційного механізму / причини виникнення дефекту або наслідків дефекту до того, як компонент, підсистема або система буде виготовлена.

Для того щоб досягти максимального значення виявлення зазвичай плановані заходи по контролю (попередня перевірка, затвердження та / або верифікація) повинні бути поліпшені.

Показник D оцінюється за шкалою від 1 до 10, як це показано в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – FMEA конструкції. Показник «D»

Ступінь виявлення	Критерії	Бал
Практично неможливо	Існуючий контроль не може виявити потенційну причину / механізм і наслідки дефекту або контроль не проводиться	10
Дуже малоймовірно	Дуже малоймовірно, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	9
Малоймовірно	Малоймовірно, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	8
Дуже низька	Дуже низькі шанси того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	7
Низька	Низькі шанси того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	6
Помірна	Помірні шанси того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	5
Середня	Середні шанси того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	4
Висока	Високі шанси того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	3

Продовження таблиці 5.3

Дуже висока	Дуже висока ймовірність того, що контроль виявить потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	2
Практично завжди	Контроль практично завжди виявляє потенційну причину / механізм і наслідки дефектів	1

Показник RPN: коефіцієнт пріоритетності ризику (Risk Priority Number)

Коефіцієнт RPN пріоритетності ризику – підсумковий числовий показник FMEA – аналізу. Він розраховується множенням оцінок S, O і D:

$$RPN = (S) \cdot (O) \cdot (D) \quad (5.1)$$

Коефіцієнт пріоритетності ризику показує, в якому відношенні один до одного знаходяться причини виникнення дефектів. Причини з найвищим числом за пріоритетом підлягають усуненню в першу чергу.

Значення показника RPN лежать в області від 1 до 1000.

Відповідно до різних ступенем значущості показників S, O і D рекомендується різний підхід до визначення необхідності вироблення заходів щодо зниження впливу дефекту (див. таблицю 5.4).

Таблиця 5.4 – Підходи до необхідності вироблення заходів щодо зниження впливу дефекту

Оцінка			Значимість дефекту	Необхідність в проведенні додаткових заходів
S	O	D		
1	1	1	Ідеальний випадок (мета)	ні
1	1	10	Надійне оволодіння, контроль, як правило не потрібно	ні
1	10	1	Дефект не потрапляє до замовника	ні

Продовження таблиці 5.4

10	1	1	Часто повторюваний дефект, напевно може бути виявлений	так
1	10	10	Дефект може потрапити до замовника	так
10	1	10	Часто повторюваний дефект, може потрапити до замовника	так
10	10	1	Часто повторюваний вагомий дефект	так
10	10	10	Тут принципово щось не в порядку	так

5.5 Заходи щодо усунення дефектів

Проведення відповідних заходів щодо усунення дефектів, певні рекомендації іншим відділам та спостереження за проведенням всіх заходів надзвичайно важливо.

Саме проведення FMEA без розробки і реалізації заходів щодо поліпшення не має сенсу.

Проведення заходів та нагляд за ними здійснюється під відповідальність всіх відділів, яких це стосується.

Можна відзначити наступні заходи щодо усунення дефекту:

- Виключити причину дефекту або знизити ймовірність її виникнення.

Для цього необхідне проведення змін конструкції і процесів. Для дослідження процесів застосовуються статистичні методи, а результати передаються відповідним відділам для постійного поліпшення і уникнення дефектів.

- Знизити значення дефекту. Для цього необхідні зміни в конструкції деталі.

- Підвищити ймовірність виявлення дефекту перш, ніж він потрапить до замовника або деталь і агрегат «піде» з заводу.

5.6 Документування FMEA - аналізу

Оскільки в складному виробі число дефектів може досягати декількох сотень і навіть тисяч, то зрозуміло, що їх опис, а також фіксацію можливих причин

дефектів і їх наслідків доцільно здійснити в систематизованому вигляді. Для цього використовують спеціальні бланки.

Застосування методу FMEA при проектуванні стенду для випробування турбокомпресорів приведено в таблиці 5.5. Тут розглянуті найбільш поширені дефекти у аналогічних стендів і їх систем.

Таблиця 5.5 - Застосування методики FMEA до проектування стенду для випробувань турбокомпресора

	Потенційний дефект	Вплив дефекту		Виникнення дефекту		Виявлення дефекту		PRN	Рекомендовані заходи	Результати дій					
		Опис наслідків дефекту	S	Причини виникнення	O	Прийняті методи контролю	D			S	O	D	PRN		
1	Прискорене зношування підшипника турбокомпресора	Вихід з ладу валу турбокомпресора і підшипника	8	Вихід з ладу масляного насоса	6	Візуальний огляд магістралі наявності витоків	10	480	Установка датчика тиску масла	6	1	48			
2	турбокомпресора	підшипника		Витоку масла з магістралі	6		6	288			8			6	2

3				Відсутність масла в масляному баку	8	Перевірка рівня масла в баку перед початком роботи	3	192				8	1	64
4				Вихід з ладу двигуна приводу масляного насоса	6	У момент запуску двигуна чути характерний шум його роботи	8	384				6	1	48
5	Попадання сторонніх предметів в проточну частину компресора	Вихід з ладу проточної частини компресора	8	Експлуатація стенду в сильно-запиленних приміщеннях	7	Візуально оцінити чистоту повітря в приміщенні	10	560	Установка повітряного фільтра на вході в компресор	8	7	2	112	

6 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

Для термогазодинамічного розрахунку експериментальної установки використовується методика розрахунку, представлена в джерелі [8] . Метою проведення газодинамічного розрахунку є визначення геометричних розмірів основних вузлів і термогазодинамічних параметрів у характерних перетинах турбокомпресора, що забезпечує необхідну продуктивність і напір при заданій ефективності.

6.1 Газодинамічний розрахунок відцентрового компресора

Початкові дані:

- Ступінь підвищення тиску в компресорі - $\pi_K = 2,0$;
- Витрата повітря - $G_B = 0,2$ кг/с ;
- Діаметр на виході з робочого колеса $D_2 = 90$ мм ;
- Параметри повітря на вході в компресор - $P_H = 101,33$ кПа , $T_H = 288$ К ;
- Теплофізичні константи (для повітря) - $k_B = 1,4$, $R = 286,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

6.1.1 Попередній розрахунок відцентрового компресора

На попередньому етапі розрахунку використовується одномірна модель робочого процесу. Схема ЦПК представлена на рисунку 6.1 .

Позначення контрольних перерізів на цьому малюнку наступне:

H - перед фільтром компресора;

1 - на вході в робоче колесо;

2 - на виході з робочого колеса;

3 - на виході з безлопаточного (щілинного) дифузора;

г - на вході в відвідний патрубок;

до - на виході з компресора.

Відцентровий компресор забезпечений фільтром 1 . У розглянутій схемі між перетинами Н-Н і 1-1 нерухомий направляючий апарат (ННА) відсутній. Відцентровий компресор має однопоточні робоче колесо 2 . За РК 2 між перетинами 2-2 і 3-3 розташовується щілинний (безлопаточний) дифузор 3 .

За перетином 3-3 встановлений спіральний збірник 4 з відводить патрубком 5 , який виконуються у вигляді конічного дифузора.

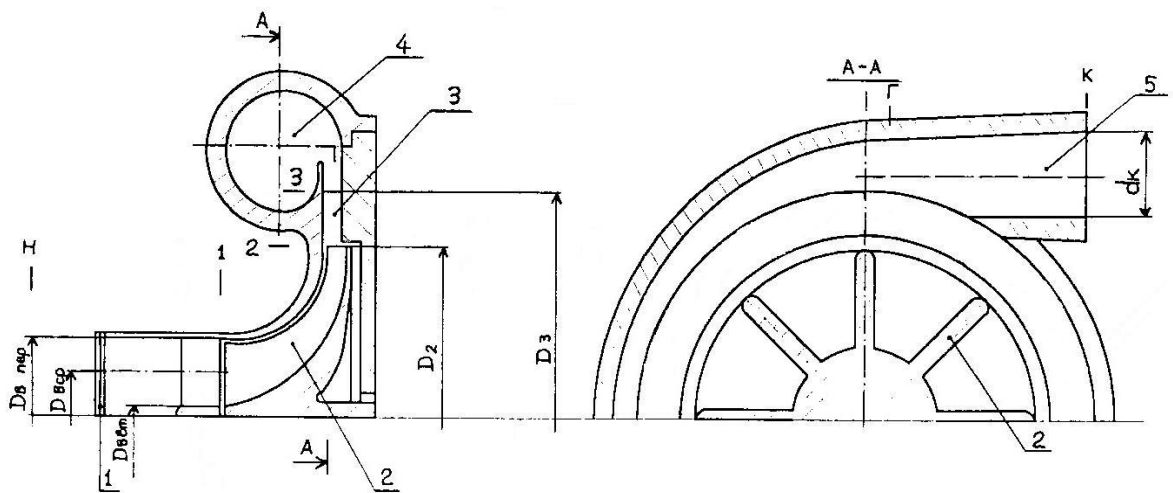


Рисунок 6.1 – Схема проточної частини ВЦК

Вибір основних параметрів. Термодинамічний розрахунок відцентрового компресора.

При проведенні термодинамічної розрахунку визначаються повні тиску і температури в проточній частині, питомі роботи (напір) компресора і споживана їм потужність.

1) Коефіцієнт відновлення повного тиску повітряного фільтра вибирається з діапазону $\sigma_\phi = 0,970 \dots 0,985$. Для розглянутого випадку прийmemo $\sigma_\phi = 0,975$.

2) Повний тиск на вході в компресор

$$p_{в^*} = \sigma_\phi p_n = 0,975 \cdot 101,33 = 98,8 \text{ кПа} . \quad (6.1)$$

3) Повна температура на вході в компресор дорівнює температурі навколишнього середовища

$$T_{в^*} = T_n = 288 \text{ К} .$$

4) Ізоентропічний натиск

$$H_s = \frac{k}{k-1} RT_B^* [\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 288 \cdot [2,0^{0,286} - 1] = 63,36 \text{ кДж/кг} . \quad (6.2)$$

5) ККД компресора на попередньому етапі розрахунку вибирається з діапазону $\eta_{до} = 0,68 \dots 0,82$. приймаємо $\eta_{до} = 0,77$.

6) Витрачений натиск

$$H_z = \frac{H_s}{\eta_k} = \frac{63,36}{0,77} = 82,3 \text{ кДж / кг} . \quad (6.3)$$

7) Потужність, споживана ЦПК

$$N_{до} = GH_z = 0,2 \cdot 82,3 = 16,46 \text{ кВт} . \quad (6.4)$$

8) Повний тиск на виході з ЦБК

$$p_{до}^* = p_y^* \pi_{до}^* = 98,8 \cdot 2,0 = 197,6 \text{ кПа} . \quad (6.5)$$

9) Повна температура на виході з ЦБК

$$T_k^* = T_B^* + \frac{H_z}{\frac{k}{k-1} R} = 288 + \frac{82,3}{3,5 \cdot 0,287} = 369,9 \text{ К} . \quad (6.6)$$

10) Вибір коефіцієнта ізоентропічного напору здійснюється з діапазону $\bar{H}_s = H_s / U_2^2 = 0,56 \dots 0,70$. Приймаємо $\bar{H}_s = 0,65$.

11) Окружна швидкість на виході з РК

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_s \cdot 10^3}{\bar{H}_s}} = \sqrt{\frac{63,36 \cdot 10^3}{0,65}} = 312,2 \text{ м / с} . \quad (6.7)$$

Величина швидкості U_2 НЕ повинна перевищувати 450 ... 550 м / с .

12) Частота обертання ротора РК , з вибраною величиною $D_2 = 90$ мм

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 312,2}{\pi \cdot 0,090} = 66254 \text{ хв}^{-1} . \quad (6.8)$$

Визначення основних геометричних параметрів проточної частини.

У процесі розрахунку про пределяет наступні параметри:

1) Критична швидкість потоку на вході в компресор

$$a_{крВ} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_B^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 288} = 310,5 \text{ м / с} . \quad (6.9)$$

2) Величина наведеної швидкості повітря на вході в ЦБК розташовується в діапазоні $\lambda_B = 0,20 \dots 0,50$. Приймаємо $\lambda_B = 0,30$.

3) Швидкість потоку на вході в компресор

$$C_B = \lambda_B \cdot a_{крB} = 0,3 \cdot 310,5 = 93,2 \text{ м / с} . \quad (6.10)$$

4) Значення газодинамічної функції $q(\lambda_B)$ визначається з допомогою таблиць ГДФ для повітря ($k = 1,4$). У нашому випадку $q(\lambda_B) = q(0,3) = 0,4557$.

5) Площа поперечного перерізу на вході в ЦБК

$$F_B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{m_B^* q(\lambda_B)} = \frac{0,2 \sqrt{288}}{40,37 \cdot 98,8 \cdot 0,4557} = 1,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 . \quad (6.11)$$

Тут коефіцієнт m для повітря прийнятий рівним $m = 40,37 \text{ кг} \cdot \text{К}^{0,5} / (\text{з} \cdot \text{кН})$.

6) Ставлення втулкового діаметра $D_{вт}$ до периферійного діаметру $D_{внп}$ знаходиться в діапазоні $(D_{вт} / D_{прв})_B = 0,25 \dots 0,60$. Приймаємо $(D_{вт} / D_{прв})_B = 0,45$.

7) Периферійний діаметр на вході в компресор

$$D_{внп} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi[1 - (\frac{D_{вт}}{D_{прв}})_B^2]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,87 \cdot 10^{-3}}{\pi[1 - 0,45^2]}} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м} . \quad (6.12)$$

8) Втулковий діаметр на вході в компресор

$$D_{вт} = D_{внп} \cdot (D_{вт} / D_{прв})_B = 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м} . \quad (6.13)$$

9) Середній діаметр на вході в компресор

$$D_{вср} = \frac{D_{ввт} + D_{внп}}{2} = \frac{0,025 + 0,055}{2} = 39,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} . \quad (6.14)$$

10) Висота лопатки на вході в компресор

$$b_B = \frac{D_{внп} - D_{ввт}}{2} = \frac{0,055 - 0,025}{2} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м} . \quad (6.15)$$

11) Ставлення меридіональних складових швидкостей потоку на виході з РК і вході в компресор розташовується в інтервалі $z_{2r} / C_B = 1,0 \dots 1,2$. Приймаємо $C_{2r} / C_B = 1$.

12) Радіальна складова швидкості потоку на виході з РК

$$z_{2r} = C_B \cdot (C_{2r} / C_B) = 93,2 \cdot 1 = 93,2 \text{ м / с} . \quad (6.16)$$

13) Значення ККД РК зазвичай знаходиться в діапазоні $\eta_{PK} = 0,76 \dots 0,86$.
Вибираємо $\eta_{PK} = 0,8$.

14) Ступінь підвищення повного тиску в РК

$$\pi_{PK}^* = [1 + \eta_{PK} \left(\frac{T_k^*}{T_B^*} - 1 \right)]^{\frac{k}{k-1}} = [1 + 0,8 \cdot \left(\frac{369,9}{288} - 1 \right)]^{3,5} = 2,05. \quad (6.17)$$

15) Повний тиск на виході з РК

$$p_{2^*} = p_y^* \pi_{PK}^* = 98,8 \cdot 2,05 = 202,5 \text{ кПа}. \quad (6.18)$$

16) Критична швидкість потоку на виході з РК

$$a_{kp_2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_k^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 369,9} = 351,9 \text{ м / с}. \quad (6.19)$$

17) Радіальна складова наведеної швидкості потоку на виході з РК

$$\lambda_{2r} = C_{2r} / a_{kp_2} = 93,2 / 351,9 = 0,265. \quad (6.20)$$

18) Значення газодинамічної функції $q(\lambda_{2r})$ визначається за допомогою таблиць ГДФ. У нашому випадку $q(\lambda_{2r}) = q(0,265) = 0,4055$.

19) Площа на виході з РК

$$F_2 = \frac{G \sqrt{T_k^*}}{m p_2^* q(\lambda_{2r})} = \frac{0,2 \sqrt{369,9}}{40,37 \cdot 202,5 \cdot 0,4055} = 11,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (6.21)$$

20) Висота лопатки на виході з РК

$$b_2 = \frac{F_2}{\pi D_2} = \frac{11,6 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,090} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (6.22)$$

21) Відносна висота лопатки на виході з РК

$$b_2 = b_2 / D_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} / 0,090 = 0,046. \quad (6.23)$$

Для забезпечення найбільшого ккд бажано забезпечити $b_2 = 0,04 \dots 0,07$.

22) Лопатковий дифузор в схемі ЦПК відсутня, тому протяжність щілинного дифузора збільшується. Щілинний дифузор розташовується між перетинами 2-2 і 3-3. Величину його відносного діаметра D_3 / D_2 рекомендується вибирати з діапазону 1,4 ... 1,8.

$$D_3 / D_2 = 1,5. \quad (6.24)$$

23) Ширина на виході з щілинного дифузора буде дорівнює

$$b_3 = (0,9 \dots 1,0) b_2 = b_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (6.25)$$

24) Діаметр на виході з щілинного дифузора буде дорівнює

$$D_3 = D_2 \cdot (D_3 / D_2) = 0,090 \cdot 1,5 = 0,135 \text{ м}; \quad (6.26)$$

25) Довжина щілинного дифузора визначається наступним чином:

$$\Delta = (D_3 - D_2) / 2 = (0,135 - 0,090) / 2 = 0,0225 \text{ мм}. \quad (6.27)$$

26) Значення наведеної швидкості повітря на виході з компресора знаходиться в діапазоні $\lambda_{до} = 0,20 \dots 0,45$. Приймаємо $\lambda_{до} = 0,25$. Тоді газодинамічна функція $q(\lambda_{до}) = q(0,25) = 0,3842$.

27) Площа поперечного перерізу на виході з ЦБК

$$F_k = \frac{G \sqrt{T_k^*}}{m p_k^* q(\lambda_k)} = \frac{0,2 \sqrt{369,9}}{40,37 \cdot 197,6 \cdot 0,3842} = 0,00126 \text{ м}^2. \quad (6.28)$$

28) Кількість вихідних патрубків $Z_{вих.п.}$ у ЦПК агрегату надуву зазвичай один або два. Приймаємо $Z_{вих.п.} = 1$.

29) Діаметр вихідного патрубка

$$d_k = \sqrt{\frac{4F_k}{Z_{вих.п.} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,6 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot \pi}} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (6.30)$$

6.1.2 Розрахунок параметрів потоку на вході в робоче колесо

При проведенні газодинамічного розрахунку визначаються величини і напрямки швидкості потоку в характерних перетинах ЦПК, що відповідають заданим величинам $\pi_{до}^*$, N_z і $\eta_{до}$. У процесі розрахунку уточнюються площі і розміри прохідних перетинів проточної частини, а також перевіряється попадання величин основних кінематичних параметрів потоку (λ_{w1} , λ_{c2} і т.д.) в інтервали значень, що рекомендуються.

Вихідними даними для газодинамічного розрахунку є результати попереднього розрахунку:

- основні геометричні параметри проточної частини ЦПК;
- тиску і температури на вході ($p_{в}^* = 98,8 \text{ кПа}$, $T_{в}^* = 288 \text{ К}$) і на виході ($p_{до}^* = 197,6 \text{ кПа}$, $T_{до}^* = 369,9 \text{ К}$);
- ізоентропічеській ($N_s = 63,36 \text{ кДж / кг}$) і витрачений ($N_z = 82,3 \text{ кДж / кг}$) напори.

Газодинамічний розрахунок починається з визначення параметрів на вході в РК. У даній роботі розраховується схема ЦПК, в якій перед РК немає ННА.

Попередньо приймаємо, що на вході в РК

$$D_{1\text{вт}} = D_{\text{ывт}} = 25 \text{ мм}, D_{1\text{ср}} = D_{\text{вср}} = 39,6 \text{ мм}, D_{1\text{пер}} = D_{\text{впер}} = 55 \text{ мм},$$

$$F_1 = F_B = 1,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \lambda_1 = \lambda_B = 0,3 \quad \text{і} \quad C_1 = C_B = 93,2 \text{ м/с}. \quad (6.31)$$

1) Колова швидкість на втулці, середньому і периферійному діаметрах на вході в РК:

$$u_{1\text{ем}} = \frac{\pi D_{1\text{ем}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,025 \cdot 66254}{60} = 85,2 \text{ м/с}; \quad (6.32)$$

$$u_{1\text{ср}} = \frac{\pi D_{1\text{ср}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0396 \cdot 66254}{60} = 137,3 \text{ м/с};$$

$$u_{1\text{пер}} = \frac{\pi D_{1\text{пер}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,055 \cdot 66254}{60} = 189,4 \text{ м/с}.$$

2) Відносна швидкість потоку на втулковому, середньому і периферійному діаметрах на вході в РК

$$W_{1\text{ем}} = \sqrt{c_1^2 + u_{1\text{ем}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 85,2^2} = 126,3 \text{ м/с}; \quad (6.33)$$

$$W_{1\text{ср}} = \sqrt{c_1^2 + u_{1\text{ср}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 137,3^2} = 165,9 \text{ м/с};$$

$$W_{1\text{пер}} = \sqrt{c_1^2 + u_{1\text{пер}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 189,4^2} = 211,1 \text{ м/с}.$$

3) Повна температура потоку у відносному русі на Втулкові, середньому і периферійному діаметрах

$$T_{w1\text{ем}}^* = T_B^* + \frac{u_{1\text{ем}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{85,2^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 291,6 \text{ К}; \quad (6.34)$$

$$T_{w1\text{ср}}^* = T_B^* + \frac{u_{1\text{ср}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{137,3^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 297,4 \text{ К};$$

$$T_{w1\text{пер}}^* = T_B^* + \frac{u_{1\text{пер}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{189,4^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 305,9 \text{ К}.$$

4) Наведена швидкість потоку у відносному русі на Втулкові, середньому і периферійному діаметрах

$$\lambda_{w1\text{ем}} = \frac{W_{1\text{ем}}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{w1\text{ем}}^* R \cdot 10^3}} = \frac{126,3}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 291,6 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,404; \quad (6.35)$$

$$\lambda_{w1nep} = \frac{w_{1nep}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{w1nep}^* R \cdot 10^3}} = \frac{211,1}{\sqrt{\frac{21,4}{1,4+1} \cdot 305,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,660.$$

5) Кут потоку у відносному русі на вході в РК на Втулкові, середньому і периферійному діаметрах

$$\beta_{1em} = \arctg \frac{c_1}{u_{1em}} = \arctg \frac{93,2}{85,2} = 47,5^\circ; \quad (6.36)$$

$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{c_1}{u_{1cp}} = \arctg \frac{93,2}{137,3} = 34,2^\circ;$$

$$\beta_{1nep} = \arctg \frac{c_1}{u_{1nep}} = \arctg \frac{93,2}{189,4} = 26,2^\circ.$$

Для забезпечення прийняттого рівня втрат необхідно, щоб виконувалися нерівності: $\lambda_{w1} \leq 0,9$ і $\beta_1 \geq 20^\circ$. Дані вимоги задовольняються.

На підставі результатів розрахунку параметрів потоку будуються трикутники швидкостей (рис . 6. 2) на вході в РК на Втулкові, середньому і периферійному діаметрах.

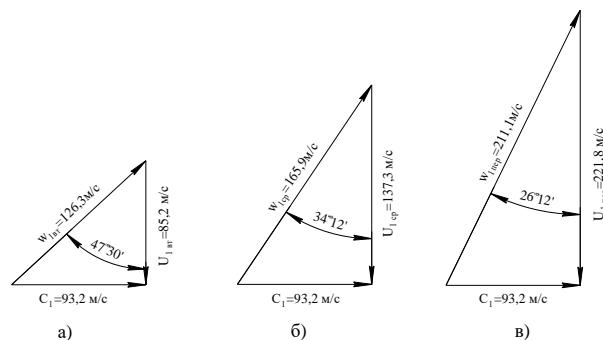


Рисунок 6.2 – Трикутники швидкостей на вході в РК (масштаб 1: 2,5 (м / с) / мм):

а - втулковому діаметрі; б - середньому діаметрі; в - периферійному діаметрі

6.1.3 Розрахунок параметрів потоку в характерних перетинах проточної частини компресора за робочим колесом

Розрахунок параметрів потоку на виході з РК з радіальними лопатками. Схема робочої решітки з характерним трикутником з коростою представлена на рисунку 6. 3.

При розрахунку кінематичних параметрів задаються орієнтовним значенням числа лопаток з діапазону $Z_{PK} = 10 \dots 16$. Приймаємо $Z_{PK} = 10$. Потім параметри визначаються в наступній послідовності.

1) Коефіцієнт закрутки на виході з РК (коефіцієнт потужності)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_{PK}} \frac{1}{1 - (D_{1cp}/D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{10} \frac{1}{1 - (0,0396/0,090)^2}} = 0,794 \quad (6.37)$$

2) Окружна складова абсолютної швидкості потоку

$$z_{2u} = \mu U_2 = 0,794 \cdot 312,2 = 247,8 \text{ м / с .} \quad (6.38)$$

3) Швидкість потоку на виході з РК в абсолютному русі

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{247,8^2 + 93,2^2} = 264,8 \text{ м / с .} \quad (6.39)$$

4) Кут потоку на виході з РК в абсолютному русі

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arctg \frac{93,2}{247,8} = 20,6^\circ . \quad (6.40)$$

5) Колова складова швидкості потоку у відносному русі

$$W_{2u} = U_2 - c_{2u} = 312,2 - 247,8 = 64,4 \text{ м / с .} \quad (6.41)$$

6) Швидкість потоку на виході з РК у відносному русі

$$w_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{93,2^2 + 64,4^2} = 113,2 \text{ м / с .} \quad (6.42)$$

7) Кут потоку на виході з РК у відносному русі

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{w_{2u}} = \arctg \frac{93,2}{64,4} = 55,4^\circ . \quad (6.43)$$

8) Наведена швидкість потоку в абсолютному русі і газодинамічні функції q (λ_{c2}) і ε (λ_{c2})

$$\lambda_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{264,8}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 369,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,752 . \quad (6.44)$$

Наведена швидкість λ_{c2} повинна бути менше 1,10 ... 1,15. За величиною λ_{c2} визначається значення $q(\lambda_{c2}) = q(0,752) = 0,9264$ і $\varepsilon(\lambda_{c2}) = \varepsilon(0,752) = 0,7806$.

9) Витрачений натиск

$$H'_z = (\mu U_2^2 - C_{1\text{уп}} U_{1\text{уп}} + \alpha_f U_2^2) \cdot 10^{-3}, \text{кДж}, \quad (6.45)$$

де α_f - коефіцієнт тертя диска про газ, що розташовується в діапазоні від 0,03 до 0,08. Приймаємо $\alpha_f = 0,05$.

тоді

$$H'_z = (0,794 \cdot 312,2^2 + 0,05 \cdot 312,2^2) \cdot 10^{-3} = 82,3 \text{кДж / кг}. \quad (6.46)$$

$$\Delta H_z = 0,04 \%$$

Розбіжність між H'_z і H_z не перевищує 2%.

10) Площа прохідного перетину на виході з РК

$$F_2 = \frac{G \sqrt{T_k^*}}{\rho_2^* q(\lambda_{c2}) \sin \alpha_2} = \frac{0,2 \sqrt{369,9}}{40,37 \cdot 202,5 \cdot 0,9264 \cdot \sin 20,6^\circ} = 14,4 \cdot 10^{-4} \text{м}^2. \quad (6.47)$$

11) Висота лопаток на виході з РК

$$b_2 = \frac{F_2}{\pi D_2} = \frac{14,4 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,090} = 5,11 \cdot 10^{-3} \text{м}. \quad (6.48)$$

12) Щільність потоку

$$\rho_2 = \frac{p_2^*}{RT_k^*} \varepsilon(\lambda_{c2}) = \frac{202,5}{0,287 \cdot 369,9} \cdot 0,7806 = 1,489 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (6.49)$$

Після закінчення розрахунку параметрів потоку будується трикутник швидкостей на виході з РК (рисунок 6.3).

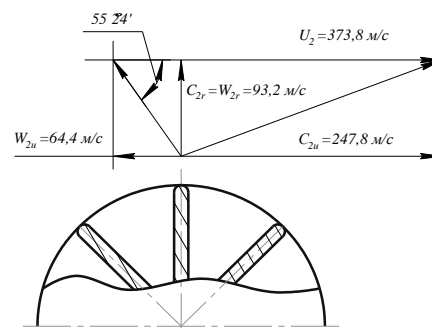


Рисунок 6.3 - Схема робочої решітки з радіальними лопатками і трикутник швидкостей на виході з РК (Масштаб 1: 4 (м / с) / мм)

Розрахунок параметрів потоку на виході з щілинного дифузора.

Щілинний (безлопаточний) дифузор ЦПК призначений для часткового перетворення кінетичної енергії потоку повітря, що виходить з РК, в потенційну енергію тиску. Безлопаточний дифузор має форму кільцевої щілини, яка утворена плоскими стінками. Оскільки за безлопаточним дифузorzом немає лопаточного дифузора, то приймають $b_3 = (0,9 \dots 1,0) b_2$.

Параметри потоку на виході з безлопаточного дифузора визначаються наступним чином.

1) Значення коефіцієнта втрат щілинного дифузора зазвичай розташовується в діапазоні $\xi_{\text{ш.д.}} = 0,08 \dots 0,15$. Великі значення відповідають випадку, коли в схемі ЦПК відсутня лопатковий дифузор, тому приймаємо $\xi_{\text{ш.д.}} = 0,15$.

2) Коефіцієнт відновлення повного тиску щілинного дифузора

$$\sigma_{\text{ш.д.}} = 1 - \frac{k}{k+1} \xi_{\text{ш.д.}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{c2}^2 = 1 - \frac{1,4}{1,4+1} \cdot 0,15 \cdot \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} 0,752^2\right)^{2,5} \cdot 0,752^2 = 0,961. \quad (6.50)$$

3) Повний тиск на виході з щілинного дифузора

$$p_3^* = p_2^* \sigma_{\text{ш.д.}} = 202,5 \cdot 0,961 = 194,6 \text{ кПа}. \quad (6.51)$$

4) Щільність потоку за повними параметрами

$$\rho_3^* = \frac{p_3^*}{RT_k^*} = \frac{194,6}{0,287 \cdot 369,9} = 1,833 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (6.52)$$

5) Ширина щілини на виході з щілинного дифузора в нашому випадку $b_3 = b_2 = 5,11 \text{ мм}$.

6) Радіальна складова швидкості потоку на виході з дифузора в першому наближенні

$$c_{3r}' = \frac{G}{\rho_2 \pi D_3 b_3} = \frac{0,2}{1,489 \cdot \pi \cdot 135 \cdot 10^{-3} \cdot 5,11 \cdot 10^{-3}} = 62 \text{ м/с}. \quad (6.53)$$

7) Коефіцієнт зменшення циркуляції швидкості потоку щілинного дифузора розташовується в діапазоні $\bar{N}_r = 0,90 \dots 0,98$. Менші значення відповідають випадку ЦПК без лопаточного дифузора. Тому приймаємо $\bar{N}_r = 0,90$.

8) Окружна складова швидкості газу на виході з щілинного дифузора

$$c_{3u} = c_{2u} \frac{D_2}{D_3} \bar{N}_r = 247,8 \cdot \frac{90 \cdot 10^{-3}}{135 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,9 = 148,7 \text{ м/с}. \quad (6.54)$$

9) Швидкість потоку в першому наближенні

$$c'_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2} = \sqrt{148,7^2 + 62^2} = 161,1 \text{ м/с}. \quad (6.55)$$

10) Наведена швидкість потоку в першому наближенні

$$\lambda'_3 = \frac{c'_3}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{161,1}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 369,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,458. \quad (6.56)$$

11) Значення газодинамічної функції $\varepsilon (\lambda_3)$ визначається за величиною λ_3 за допомогою таблиць ГДФ. У нашому випадку $\varepsilon (\lambda_3) = 0,9149$.

12) Щільність потоку на виході з щілинного дифузора

$$\rho_3 = \rho^* \varepsilon (\lambda_3) = 1,833 \cdot 0,9149 = 1,677 \text{ кг/м}^3.$$

13) Радіальна складова швидкості потоку в другому наближенні

$$c''_{3r} = \frac{G}{\rho_3 \pi D_3 b_3} = \frac{0,2}{1,677 \cdot \pi \cdot 135 \cdot 10^{-3} \cdot 5,11 \cdot 10^{-3}} = 55,1 \text{ м/с}. \quad (6.57)$$

14) Швидкість потоку в другому наближенні

$$c''_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + (c''_{3r})^2} = \sqrt{148,7^2 + 55,1^2} = 158,6 \text{ м/с}.$$

$$\Delta c_3 = 1,6 \%$$

Так як розбіжність по швидкості c_3 в першому і другому наближенні не перевищує 3%, то остаточно приймаємо $c_3 = c''_3 = 158,6 \text{ м/с}$.

15) Кут потоку на виході з щілинного дифузора

$$\alpha_3 = \arccos \frac{c_{3u}}{c_3} = \arccos \frac{148,7}{158,6} = 20,3^\circ.$$

16) Наведена швидкість потоку в другому наближенні

$$\lambda''_3 = \frac{c''_3}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{158,6}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 369,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,451. \quad (6.58)$$

Визначення параметрів потоку на виході з спірального збірника.

Схема спірального збірника у вигляді несиметричної равлики з одним вихідним патрубком. Перебіг повітря в спіральному збірнику носить складний характер. Окружна швидкість потоку і тиск змінюються по радіусу. Тому при виконанні проектного газодинамічного розрахунку збірної равлики робиться ряд спрощень.

Вважають, що радіальна складова швидкості потоку істотно менше окружний і тому швидкість потоку визначається в основному його окружний складової.

Зміна окружний складової швидкості потоку підпорядковується закону постійної циркуляції $z_{\Gamma} = \text{const}$. Щільність повітря при його русі в спіральному збірнику залишається практично постійною і рівною ρ_4 . Передбачається також, що у вихідному перерізі збірної равлики $\Gamma - \Gamma$ параметри потоку рівномірні по перетину.

Визначення параметрів потоку на виході зі збірної равлики проводиться в наступній послідовності.

1) Значення відносного радіуса центру ваги вихідного перетину розташовується в діапазоні $\bar{R}_{\Gamma} = R_{\Gamma} / R_4 = 1,03 \dots 1,3$. Приймаємо $\bar{R}_{\Gamma} = 1,2$.

2) Діаметр розташування центру перетину на виході з спірального збірника

$$D_{\Gamma} = 2 R_{\Gamma} = D_3 = 0,135 \cdot 1,2 = 0,162 \text{ м.}$$

3) Швидкість потоку у вихідному перерізі

$$c_{\Gamma} = \frac{c_{3u}}{R_{\Gamma}} = \frac{148,7}{1,2} = 123,9 \text{ м/с.}$$

4) Площа поперечного перерізу на вході в відвідний патрубок

$$F_{\Gamma} = \frac{G}{z_{\text{вых.п}} c_{\Gamma} \rho_4} = \frac{0,2}{1 \cdot 123,9 \cdot 1,677} = 9,621 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

5) Діаметр круглого перетину на вході в відвідний патрубок

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4F_{\Gamma}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,621 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \quad (6.59)$$

6) Значення коефіцієнта втрат несиметричною збірної равлики розташовується в діапазоні $\xi_y = 0,1 \dots 0,3$. Приймаємо $\xi_y = 0,1$.

7) Повний тиск на вході в відвідний патрубок

$$p_{\Gamma}^* = p_3^* - \xi_y \frac{\rho_3 c_3^2}{2} \cdot 10^{-3} = 194,6 - 0,1 \cdot \frac{1,677 \cdot 158,6^2}{2} \cdot 10^{-3} = 192,5 \text{ кПа.}$$

Визначення параметрів потоку на виході з компресора.

Останнім елементом по ходу повітряного потоку в проточній частині компресора є вихідний патрубок, розташований між перетинами пана Γ і до-до (див. Рис . 6.1). До нього стикується повітряна магістраль ДВС. Площа поперечного перерізу вихідного патрубку характеризується невеликим ступенем дифузорового. Вихідний патрубок називається конічним дифузоровим. Кут розкриття конічного дифузора $\alpha_{\text{кл}} = 2 \arctg [(d_{\text{до}} - d_{\Gamma}) / 2 L_{\text{кл}}]$ не перевищує $10 \dots 12^\circ$. Тому при заданому обмеженні по $\alpha_{\text{кл}}$ мінімальна довжина конічного дифузора буде дорівнює

$$L_{\text{кл} \min} = \frac{d_{\kappa} - d_{\Gamma}}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{\text{кл}0}}{2} = \frac{40 - 33,2}{2} \operatorname{ctg} \frac{10^\circ}{2} = 38,9 \text{ мм},$$

де $\alpha_{\text{кл}} = 10^\circ$ - допустимий кут розкриття конічного дифузора.

Параметри потоку на виході з компресора визначаються наступним чином.

1) Значення коефіцієнта втрат на тертя в вихідному патрубку розташовуючись є ться в діапазоні $\xi_{\text{вих.п.}} = 0,005 \dots 0,008$. Приймаємо $\xi_{\text{вих.п.}} = 0,006$.

2) Повний тиск на виході з компресора

$$p_k^{*/} = p_{\Gamma}^* - \xi_{\text{вих.п.}} \frac{\rho_3 c_{\Gamma}^2}{2} \cdot 10^{-3} = 192,5 - 0,006 \cdot \frac{1,677 \cdot 137,7^2}{2} \cdot 10^{-3} = 192,4 \text{ кПа}. \quad (6.60)$$

Тепер слід порівняти отримане значення тиску $p_k^{*/}$ з розрахованим в п. 7 розділу 6.1. 1.1:

$$\overline{\delta p_k^*} = \frac{p_k^* - p_k^{*/}}{p_k^*} 100\% = \frac{197,6 - 192,4}{197,6} 100\% = 2,6\%.$$

Розбіжність значень тиску $p_{\text{до}}^*$ не перевищує 3%.

6.1.4 Профілювання основних елементів проточної частини ЦПК

Профілювання робочого колеса.

При профілюванні робочого колеса ЦПК вирішується два завдання. Під - перше, формується канал в меридіональній площині і, по - друге, профілюється вхідна частина лопаток РК.

Профілювання каналу робочого колеса в меридіональній площині

В якості вихідних даних приймаються отримані раніше діаметри D_{1Br} , $D_{1пер}$, D_2 , висоти каналу на вході b_1 і на виході b_2 з РК. Форма каналу РК в меридіональній площині наведена на рис. 6.4. Прямолінійні ділянки внутрішньої стінки каналу на вході і виході з РК пов'язані дугою кола радіусом R_m в точках А і В.

Оцінка відсутніх геометричних параметрів проводиться наступним чином. Кут нахилу внутрішньої стінки каналу на вході в РК вибирається з діапазону $\theta_1 = 0 \dots 15^\circ$, а на виході з РК - $\theta_2 = 5 \dots 10^\circ$. Відносний осьовий розмір каналу РК $\bar{S}_{PK} = S_{PK} / D_2$ знаходиться в діапазоні $0,20 \dots 0,35$, а діаметр на якому розташовується точка сполучення В, визначається за допомогою співвідношення $D_B = (0,75 \dots 0,85) D_2$.

Радіус R_m дуги окружності сполучення знаходиться за формулою:

$$R_m = \frac{S_{PK} - 0,5(D_2 - D_B)tg\theta_2 - 0,5(D_B - D_{1ем})ctg\theta_1}{\cos\theta_2 - \sin\theta_1 - ctg\theta_1(\cos\theta_1 - \sin\theta_2)}, \quad (6.61)$$

При оцінці радіусу R_m слід враховувати те, що його величина не може перевищувати значення R_{max} , яке визначається за формулою:

$$R_{max} = \frac{D_B - D_{1ем}}{2(\cos\theta_1 - \sin\theta_2)}, \quad (6.62)$$

а обрана величина S_{PK} повинна бути більше значення S_{PKmin} :

$$S_{PKmin} = R_{max}(\cos\theta_2 - \sin\theta_1) + 0,5(D_2 - D_B)tg\theta_2. \quad (6.63)$$

Значення перерахованих вище параметрів наведені в таблиці 6.1.

Внутрішній контур каналу РК в меридіональній площині викреслюється в наступній послідовності (див. Рис. 6.5). На горизонтальній лінії відкладається ширина каналу $CD = S_{PK}$. З точки D відновлюється перпендикуляр DE протяжністю $(D_2 - D_{1Br}) / 2$. На ньому відкладається відрізок $DF = (D_B - D_{1Br}) / 2$. Через точку F проводиться горизонтальна лінія. З цією лінією в точці В перетинається пряма EB, проведена до лінії ED під кутом.

Таблиця 6.1 - Значення геометричних параметрів, що характеризують форму каналу РК в меридіональній площині

Параметр	Розмірність	Значення параметра	Параметр	Розмірність	Значення параметра
$D_{1 \text{ вт}}$	мм	25	θ_2	град.	5
$D_{1 \text{ ср}}$	мм	39,6	$\bar{S}_{\text{РК}}$	-	0,3
$D_{1 \text{ пров}}$	мм	55	$S_{\text{РК}}$	мм	27
b_1	мм	15	$D_{\text{В}}$	мм	72
D_2	мм	90	$R_{\text{м}}$	мм	24,9
b_2	мм	5,1	R_{max}	мм	26,7
θ_1	град.	13	$S_{\text{РК min}}$	мм	21,4

З точки В відновлюється перпендикуляр до лінії ЕВ довжиною $ОВ = R_{\text{м}}$. Потім радіусом $R_{\text{м}}$ виконується дуга окружності з центром в точці Про. До цієї дуги з точки С проводиться дотична СА. В результаті виходить внутрішній контур каналу.

Зовнішній контур каналу виходить при проведенні ряду допоміжних кіл, дотичних до внутрішнього і зовнішнього контуру, при плавній зміні діаметрів кіл від $d = b_1$ на вході до величини $d = b_2$ на виході. Схема формування зовнішнього контуру каналу приведена на рис. 6.6. Тут же показана ц ентроїда - лінія, на якій розташовуються центри вписаних кіл діаметром d . Її загальна довжина позначається як L_0 , а довжина внутрішнього контуру - як L . Величина L_0 приблизно визначається за допомогою співвідношення $L_0 = K_1 L$, де - коефіцієнт пропорційності.

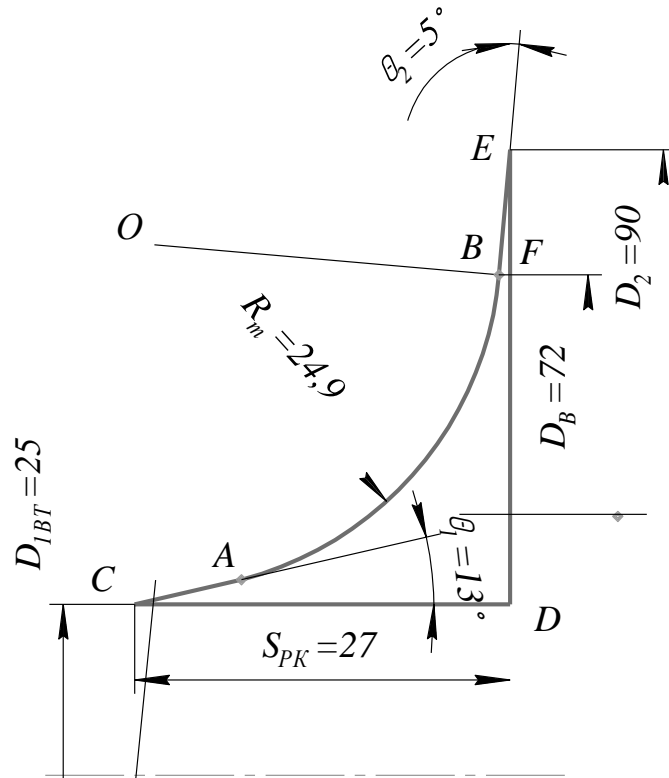


Рисунок 6.5 - Побудова внутрішнього контуру каналу РК в меридіональній площині (масштаб 2: 1)

Значення L знаходиться за формулою:

$$L = \frac{\pi R_m}{180} (90^\circ - \theta_1 - \theta_2) + \frac{D_2 - D_B}{2 \cos \theta_2} + \frac{1}{\sin \theta_1} \left[\frac{D_B - D_{1em}}{2} - R_m (\cos \theta_1 - \sin \theta_2) \right]. \quad (6.64)$$

У нашому випадку

$$K_L = 1 - \frac{1}{2 \cdot 24,9} \left(\frac{55 - 25}{2} + 5,11 \right) = 0,596;$$

$$L = \frac{\pi 24,9}{180} (90 - 13 - 5) + \frac{90 - 72}{2 \cos 5} + \frac{1}{\sin 13} \left[\frac{72 - 25}{2} - 24,9 (\cos 13 - \sin 5) \right] = 47,5 \text{ мм};$$

$$L_0 = K_L \cdot L = 0,596 \cdot 47,5 = 28,3 \text{ мм}.$$

Діаметри вписаних кіл визначаються виходячи з таких міркувань. Відповідно до рекомендацій роботи [3] зміна відносної площі каналу $\bar{F} = \frac{\pi D d}{F_1}$ в залежності

від відносної довжини центроїди $\bar{L}_0 = \frac{L_{0i}}{L_0}$ мав би підпорядковуватися кубічній

залежності:

$$\bar{F} = C_0 + C_1 \bar{L}_0 + C_2 \bar{L}_0^2 + C_3 \bar{L}_0^3 \quad (6.65)$$

Коефіцієнти цього полінома знаходяться виходячи з умов:

- при $\bar{L}_0 = 0$ значення $\bar{F} = 1$ і $\frac{d\bar{F}}{dL_0} = 0$;

- при $\bar{L}_0 = 1$ величини $\bar{F} = F_2 / F_1$ і $\frac{d\bar{F}}{dL_0} = -(0,6...0,7)$.

Для розглянутого випадку

$$\bar{F} = 1 - 0,04\bar{L}_0^2 - 0,19\bar{L}_0^3$$

Таблиця 6.2 - значення геометричних параметрів, необхідних для побудови зовнішнього контуру каналу РК

№ перетин у	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
\bar{L}_0	-	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
L_{0i}	мм	0	2,83	5,66	8,50	11,3	14,1	16,9	19,8	22,6	25,4	28,3
L_i	мм	0	4,75	9,5	14,2	19,0	23,7	28,5	33,2	38,0	42,7	47,5
\bar{F}_i	-	1	0,99	0,99	0,99	0,98	0,96	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
F_i	мм	186	1866	1862	1851	1833	1805	1764	1709	1638	1548	1438
D_i	мм	39,6	41,3	42,7	45,0	48,3	52,6	58,1	64,6	71,9	81,1	90
d_i	мм	15,0	14,4	13,9	13,1	12,1	10,9	9,7	8,4	7,2	6,1	5,1

Потім ц ентроїда розбивається на n ділянок (зазвичай 8 ... 12) і перебуває на кордоні кожної ділянки значення \bar{F}_i і $F_i = F_1 \bar{F}_i$ (див. Таблицю 6.2).

Формування зовнішнього контуру каналу здійснюється в наступній послідовності. Внутрішній контур розбивається на n (в даному випадку $n = 10$) відрізків (див. Рис. 6.6). На вході в канал вписується коло діаметром b_1 , дотична

внутрішнього контуру в точці 1 . Потім намічається центр окружності того ж діаметру, але дотичний внутрішнього контуру в точці 2 . Змиритися діаметр D , на якому розташовується цей центр, і його величина записується в табл. 6.2. Визначається ширина каналу у точки 2 по формулі $d = F / \pi D$ і вже цим діаметром d вписується коло, дотична внутрішнього контуру в точці 2 . Далі, переміщаючись до точки 3 , намічається центр окружності попереднього діаметра, дотичний внутрішнього контуру в точці 3 . Потім визначається діаметр D розташування цього центру і уточнюється ширина каналу d у точки 3 , яким і виконується окружність, дотична внутрішнього контуру в точці 3 . Таким чином, вписування кіл здійснюється аж до виходу з каналу. Зовнішній контур каналу викреслюється плавної (лекальної) кривою, дотичній вписаних кіл.

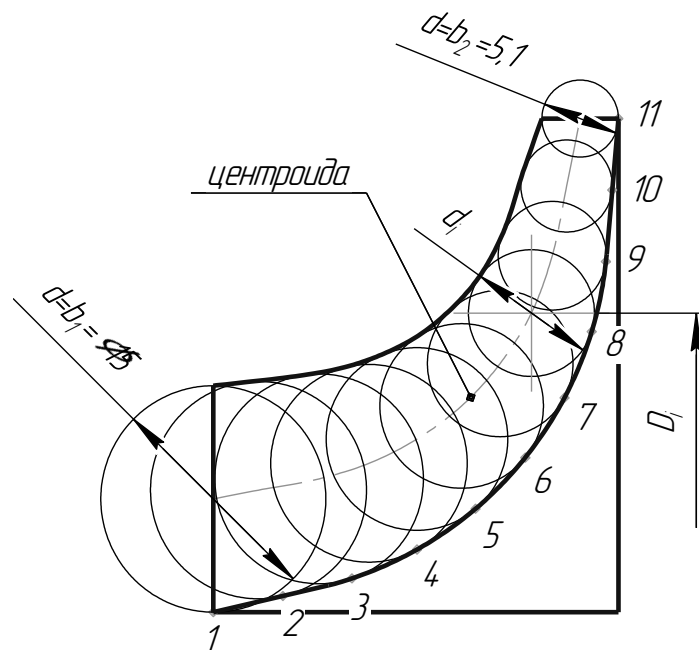


Рисунок 6.6 - Побудова зовнішнього контуру каналу РК в меридіональній площині (масштаб 2: 1)

Профільювання вхідної частини лопаток робочого колеса.

Профільювання вхідної частини робочих лопаток забезпечує ненаголошений вхід потоку на лопатки, відсутність зворотних струмів і відрив потоку в міжлопатковому каналах. При цьому забезпечується рівень втрат, що не перевищує прийнятий в газодинамічному розрахунку.

В якості вихідних даних використовуються число лопаток РК Z_{PK} і значення кута β_1 , отримані на різних діаметрах в газодинамічному розрахунку.

Потрібно побудувати решітки профілів в трьох контрольних перетинах (див. Рис . 6.7) на діаметрах $D'_{вт} = D_{вт} + (2 \dots 3) \text{ мм}$, $D_{ср}$ і $D'_{пер} = D_{пер} - (2 \dots 3) \text{ мм}$.

Значення кута β_1 в контрольних перетинах визначаються за допомогою графіка залежності $\beta_1 = f(D_1)$ (див. Рис . 6.7), побудованого на підставі результатів газодинамічного розрахунку, і зводяться в таблицю 3.

Вхідні кромки лопаток повинні забезпечувати кут атаки $i = \beta_{1л} - \beta_1$ в діапазоні від 0 до 5° . Тому $\beta_{1л} = \beta_1 + i$.

Значення лопаточного кута $\beta_{2л}$ в місці контакту лопатки з диском РК знаходяться по залежності $\beta'_{2л} = f(D_1)$, що задається з умови забезпечення найменших втрат в межлопаточном каналі. У першому наближенні можна задатися постійним кутом $\beta'_{2л} = 90^\circ$ на ділянці від $D_{пров}$ до $D_{ср}$ і лінійним його зменшенням від 90° до $\beta_{1лвт}$ на ділянці від $D_{ср}$ до $D_{вт}$.

Значення ширини решітки S_1 в різних контрольних перетинах визначаються за формою каналу РК в меридіональній площині. Кут вигину профілю θ знаходиться як різниця $\theta = \beta'_{2л} - \beta_{1л}$, а кут установки профілю дорівнює $\gamma_{вуг} = 0,5 (\beta'_{2л} + \beta_{1л})$.

Радіус вхідної крайки профілю вибирається з діапазону $r_1 = 0,2 \dots 0,3 \text{ мм}$, а кут її загострення - з інтервалу $\omega_1 = 5 \dots 10^\circ$.

Крок решітки на довільному діаметрі знаходиться як $t_{1PK} = \pi D / Z_{PK}$.

Хорда профілю визначається з виразу:

$$b = \frac{S_1}{\sin \gamma_{уг}}. \quad (6.65)$$

Радіус дуги окружності, по якій вигнута середня лінія профілю лопатки обчислюється за формулою:

$$R = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}}. \quad (6.66)$$

Значення радіуса сполучення профілю лопатки з диском РК лежать в діапазоні $r_s = 0,5 \dots 1,5$ мм .

R_c приблизно обчислюється за формулою:

$$R_c = \frac{b}{2 \sin\left(\frac{\beta'_{2,л} - \beta_{1с}}{2}\right)}. \quad (6.67)$$

R_k приблизно визначається за формулою :

$$R_k = \frac{b}{2 \sin\left(\frac{\beta'_{2,л} - \beta_{1к}}{2}\right)}. \quad (6.68)$$

У табл . 6.3 представлені значення параметрів решіток РК в контрольних перетинах на Втулкові, середньому і периферійному діаметрах, а на рис . 6.8 дані самі решітки профілів в зазначених перетинах.

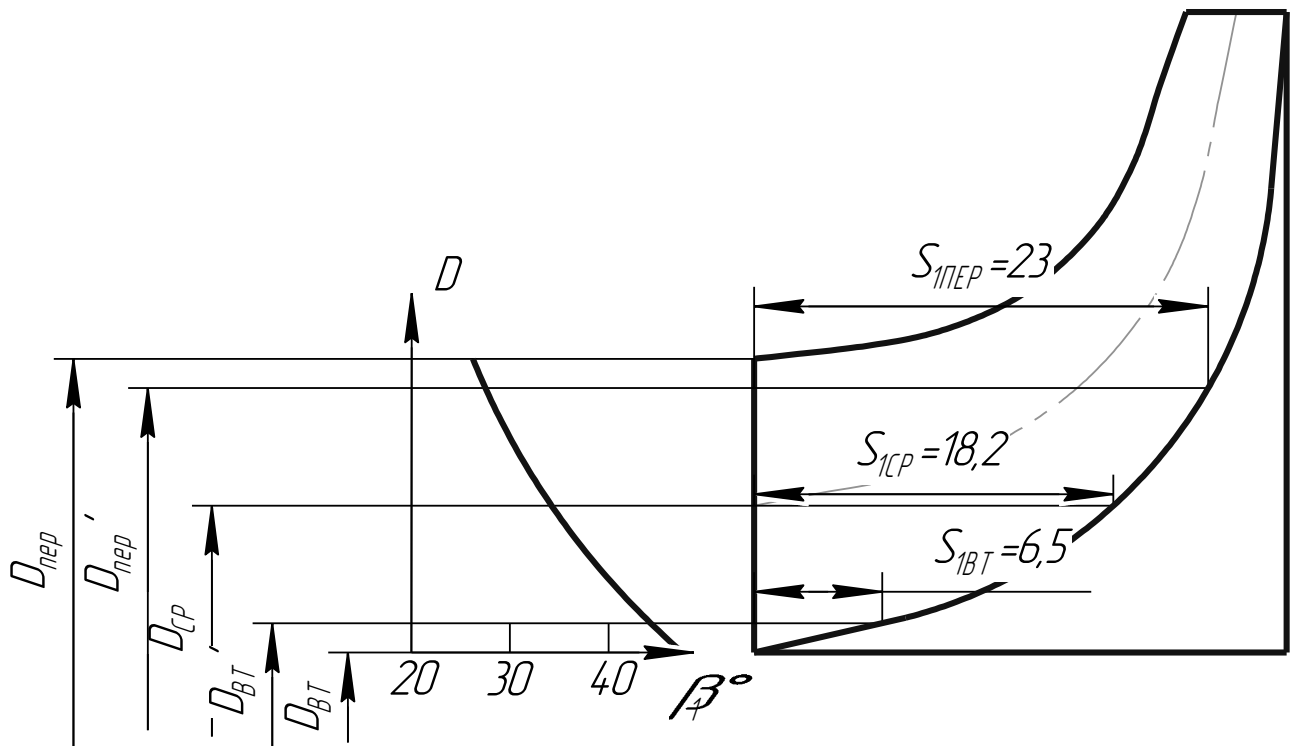


Рисунок 6.7 - Вибір контрольних перерізів на вході в РК (масштаб 2: 1)

Таблиця 6.3 - Значення геометричних параметрів решіток і профілів лопаток на вході в РК (масштаб 2: 1)

Параметр	Розмірність	Контрольні перетини		
		$D'_{1вт}$	$D_{1ср}$	$D'_{1пер}$
D'_1	мм	26,1	39,6	53,1
β_1	град.	44,3	34,2	27,5
i	град.	2	2,5	3
$\beta_{1л}$	град.	46,3	36,7	30,5
$\beta'_{2л}$	град.	80,0	90	90
S_1	мм	6,5	18,2	23
θ	град.	33,7	53,3	59,5
$\gamma_{вуст}$	град.	63,2	63,3	60,3
r_1	мм	0,2	0,2	0,2
ω_1	град.	6	6	6
$t_{1РК}$	мм	8,19	12,44	16,68
b	мм	7,29	20,37	26,49
R	мм	12,57	22,69	26,69
r_3	мм	1	1	1
$\beta_{1с}$	град.	43,3	33,7	27,5
$\beta_{1к}$	град.	49,3	39,7	33,5
R_3	мм	11,6	21,6	25,5
$R_{до}$	мм	13,8	23,9	28,0

Профілювання спірального збірки в окружний площині.

Зовнішній і внутрішній контур спірального збірки зазвичай виконується за допомогою сполучаються дуг кіл (рис . 6.9). Центрами дуг кіл є вершини квадрата зі стороною a , розташованого в центрі збірної равлики.

У розраховується компресора один відведення і величина боку квадрата дорівнює $a = 0,25 d_r$ ($d_r = d_{до}$ - діаметр круглого перетину на вході в відповідний патрубок). Зовнішній контур спірального збірника описується дугами кіл радіусів R'_1 і $R'_2 = R'_1 + a$, $R'_3 = R'_1 + 2a$, $R'_4 = R'_1 + 3a$. З приводу вибору значення R'_1 в технічній літературі є різні рекомендації в залежності від особливостей конструкції агрегату наддуву. Орієнтовно прийємо $R'_1 = 0,5 (D_r + a - d_r)$.

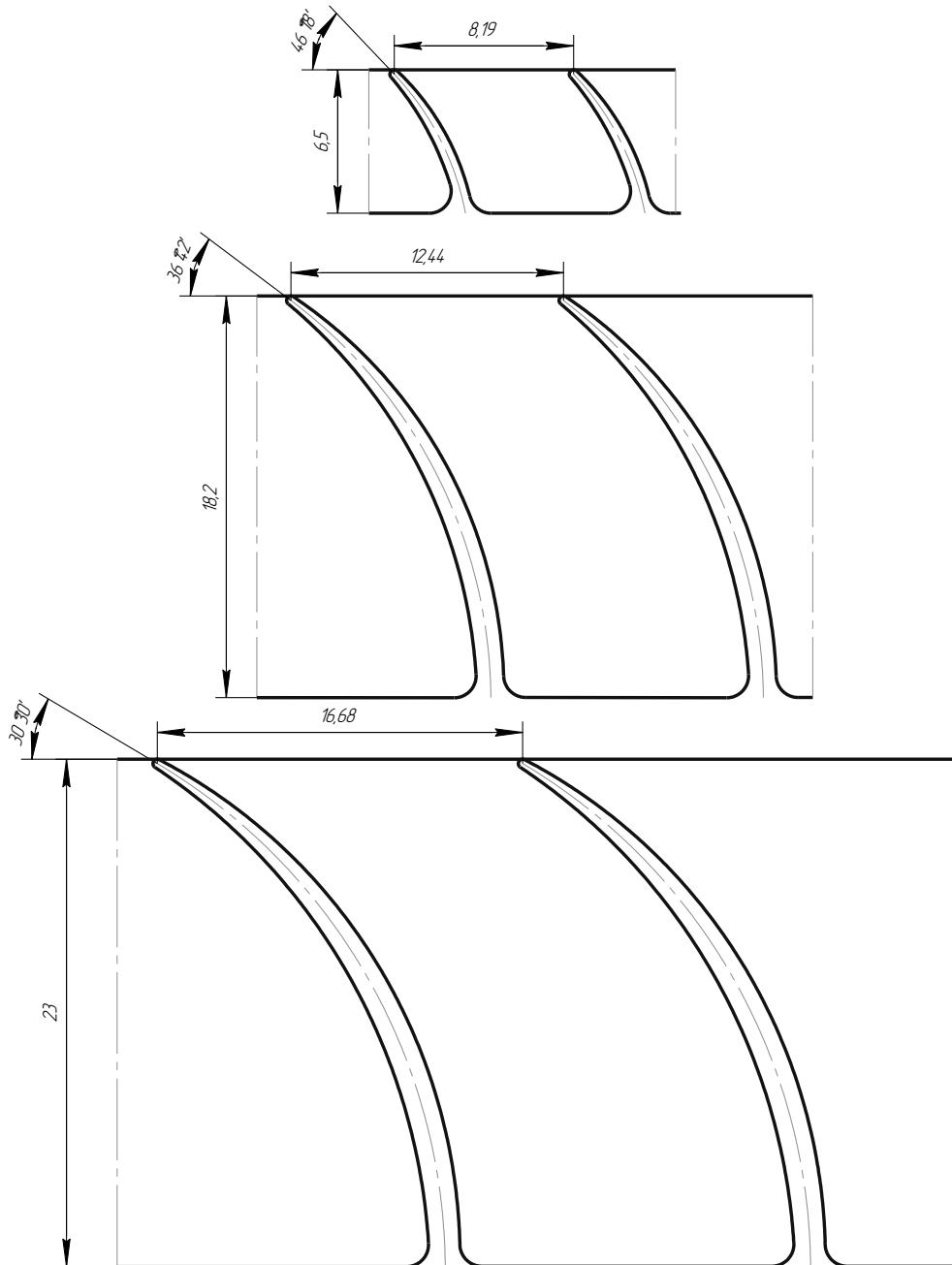


Рисунок 6.8 - Грати профілів в контрольних перетинах (масштаб 4: 1)

Зовнішній контур збірної равлики також можна описати за допомогою чотирьох дуг кіл: $R''_1 = R'_1$; $R''_2 = R'_1 - a$; $R''_3 = R'_1$; $R''_4 = R'_1 - a$. Зовнішній і внутрішній контури сполучаються дугою кола радіуса $r = 1,0 \dots 1,5$ мм.

Значення основних геометричних параметрів спірального збірника наведені в таблиці 6.4.

Після виконання контуру збірної равлики слід перейти до побудови проточної частини патрубків відводу. При цьому спочатку необхідно визначити мінімальну довжину патрубків відводу по формулі

$$L_{\kappa\theta\min} = \frac{d_{\kappa} - d_{\theta}}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{\kappa\theta}}{2},$$

де $\alpha_{\kappa\theta} = 10 \dots 12^\circ$ - допустимий кут розкриття кінцевого дифузора.

Справжнє значення довжини патрубків приймається виходячи з конструктивних міркувань, але воно повинно бути більше .

Таблиця 6.4 - Значення основних геометричних параметрів спірального збірника

параметр	розмірність	значення	параметр	розмірність	значення
D_{Γ}	мм	162	R'_4	мм	94,2
R_{Γ}	мм	81	R''_1	мм	67,9
d_{Γ}	мм	35	R''_2	мм	59,1
a	мм	8,3	R''_3	мм	67,9
R'_1	мм	67,9	R''_4	мм	59,1
R'_2	мм	76,6	r	мм	1,5
R'_3	мм	85,4	$L_{\kappa\theta\min}$	мм	28,4

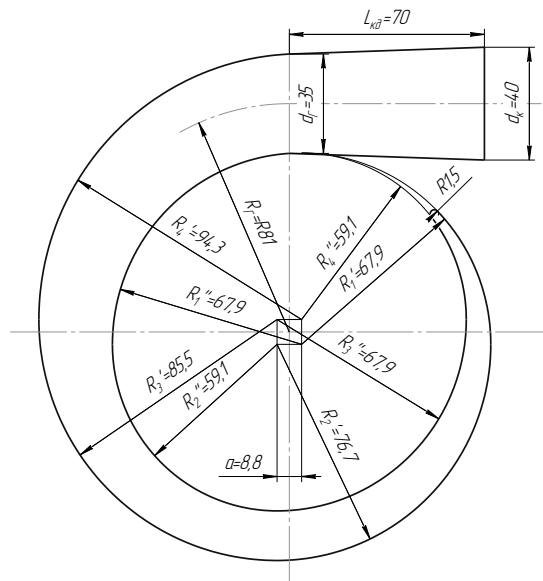


Рисунок 6.9 - Схема спірального збірника (масштаб 1: 2,5)

6.2 Розрахунок газової турбіни ТКР

Узгодження турбіни і компресора ТКР забезпечується їх взаємним балансом потужностей, витрати і частоти обертання ротора, тобто

$$N_T = \frac{N_K}{\eta_{\text{мех}}},$$

$$G_T = G_B \left(1 + \frac{1}{\alpha n_{\text{л}} l_0} \right), \quad (6.69)$$

$$n_T = n_K = n_{\text{ТКР}},$$

де G_T - витрата вихлопних газів, що надходять на турбіну з ДВЗ;

$\alpha = 1,0$ - коефіцієнт надлишку повітря для бензинового двигуна;

$n_{\text{л}} = 1,0$ - коефіцієнт політропи згорання палива;

$l_0 = 14,7$ - теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання бензинового палива;

$\eta_{\text{мех}} = 0,92 \dots 0,96$ - механічний ККД ТКР (приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,95$).

Тоді

$$N_T = \frac{16,46 \cdot 10^3}{0,95} = 17,3 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

$$G_T = 0,2 \left(1 + \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot 14,7} \right) = 0,214 \text{ кг/с},$$

$$n_T = 66254 \text{ хв}^{-1}.$$

Для газодинамічного розрахунку центрострімкої турбіни скористаємося методикою, викладеної в джерелі [7]. Вихідними даними для розрахунку задамося виходячи з огляду технічної літератури (див. П.2):

$$p_0^* = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па} - \text{повний тиск на вході в турбіну};$$

$$T_0^* = 900 \text{ К} - \text{повна температура на вході в турбіну};$$

$$p_2 = p_H = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па} - \text{тиск за турбіною};$$

$$k_T = 1,33, R_T = 287 - \text{теплофізичні константи для газу};$$

$$n_T = 66254 \text{ хв}^{-1} - \text{частота обертання турбіни};$$

$$N_T = 17,3 \cdot 10^3 \text{ Вт} - \text{потужність турбіни}.$$

Схема радіально-осьової турбіни представлена на рис. 6.10.

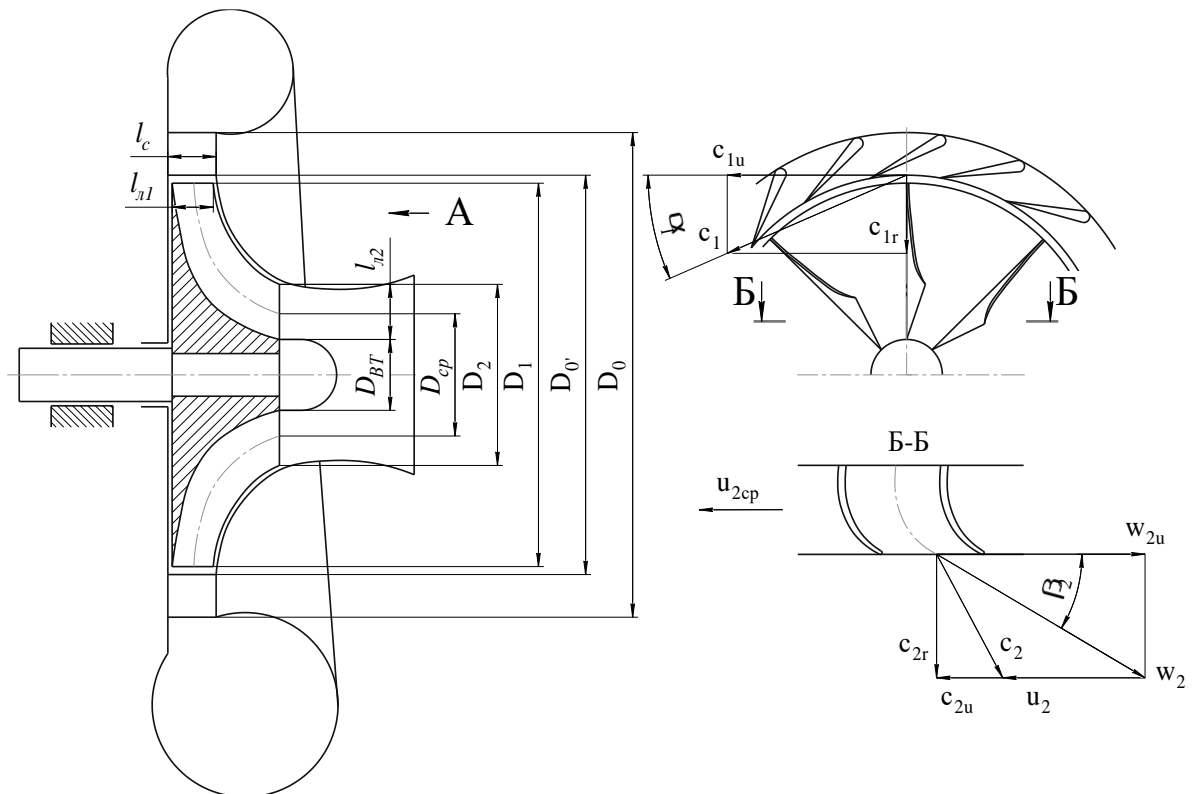


Рисунок 6.10 - Схема радіально-осьової турбіни

Крім того, для газодинамічного розрахунку необхідно попередньо вибрати деякі геометричні параметри соплового апарату і робочого колеса, а також деякі

коефіцієнти, що враховують втрати в проточній частині турбіни. Використовуючи рекомендації, викладені в джерелі [7], вибираємо:

$\alpha_1 = 20^\circ$ - кут виходу потоку з соплового апарату;

$\beta_2 = 40^\circ$ - кут виходу потоку з робочого колеса (у відносному русі);

$\bar{D} = \frac{D_{2cp}}{D_1} = 0,5$ - відносний діаметр робочого колеса;

$\varphi = 0,93$ - коефіцієнт швидкості в сопловому апараті;

$\psi = 0,8$ - коефіцієнт швидкості в робочому колесі;

$\rho = 0,5$ - ступінь реактивності;

$D_1 = 80$ мм - зовнішній діаметр робочого колеса.

Розрахунок турбіни проводиться в наступній послідовності:

1) З таблиць визначаються газодинамічні функції ізоентропійного процесу в турбіні:

$$\pi_s(\lambda_s) = \frac{p_2}{p_0^*} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{1,6 \cdot 10^5} = 0,6333; \quad (6.70)$$

$$\lambda_s = 0,87;$$

$$\tau_s(\lambda_s) = 0,8928.$$

2) Критична швидкість

$$a_{крс} = \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_0^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 + 1} 287 \cdot 900} = 543 \text{ м/с}. \quad (6.71)$$

3) ізоентропійним швидкість

$$c_s = a_{крс} \cdot \lambda_s = 543 \cdot 0,87 = 472,4 \text{ м/с}.$$

6.2.1 Параметри потоку на виході з соплового апарату

4) Газодинамічні функції ізоентропійного процесу для соплового апарату

$$\pi_{1s}(\lambda_{1s}) = \frac{p_1}{p_0^*}, \quad (6.72)$$

де $p_1 = p_2 + \rho_T(p_0^* - p_2) = 1,01325 \cdot 10^5 + 0,5 \cdot (1,6 \cdot 10^5 - 1,01325 \cdot 10^5) = 1,30663 \cdot 10^5$ Па -

тиск газу на виході з соплового апарату;

$\rho_T = 0,5$ - ступінь реактивності турбіни.

$$\pi_{1s}(\lambda_{1s}) = \frac{1,30663 \cdot 10^5}{1,6 \cdot 10^5} = 0,8166; \quad (6.73)$$

$$\lambda_{1s} = 0,59;$$

$$q_{1s}(\lambda_{1s}) = 0,8025;$$

$$\tau_{1s}(\lambda_{1s}) = 0,9510;$$

$$\varepsilon_{1s}(\lambda_{1s}) = 0,8587;$$

$$M_{1s} = 0,5784.$$

7) Газодинамічні функції для дійсного процесу

$$\lambda_1 = \lambda_{1s} \cdot \varphi = 0,59 \cdot 0,93 = 0,55; \quad (6.74)$$

$$\pi_1(\lambda_1) = 0,8398;$$

$$q_1(\lambda_1) = 0,7622;$$

$$\tau_1(\lambda_1) = 0,9576;$$

$$M_1 = 0,5180.$$

6) Коефіцієнт відновлення тиску

$$\sigma = \frac{p_1^*}{p_0^*} = \frac{p_1 / p_0^*}{p_1 / p_1^*} = \frac{\pi_{1s}(\lambda_{1s})}{\pi_1(\lambda_1)} = \frac{0,8166}{0,8398} = 0,97. \quad (6.75)$$

7) Параметри гальмування

$$p_1^* = \sigma \cdot p_0^* = 0,97 \cdot 1,6 \cdot 10^5 = 1,55587 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_1^* = T_0^* = 900 \text{ К}.$$

8) Статичні параметри

$$T_1 = \tau_1(\lambda_1) \cdot T_1^* = 0,9576 \cdot 900 = 862 \text{ К}; \quad (6.76)$$

$$p_1 = \pi_1(\lambda_1) \cdot p_1^* = 0,8398 \cdot 1,55587 \cdot 10^5 = 1,30663 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_T T_1} = \frac{1,30663 \cdot 10^5}{287 \cdot 862} = 0,5283 \text{ кг/м}^3.$$

9) Кут виходу потоку з соплового апарату

Приймаємо $\alpha_1 = 20^\circ$.

10) Швидкість газу для дійсного процесу, її окружна і заходів і діоналная складові ($a_{kp1} = a_{kpS}$)

$$c_1 = a_{kp1} \lambda_1 = 543 \cdot 0,55 = 297,1 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 297,1 \cdot \cos 20^\circ = 279,2 \text{ м/с};$$

$$c_{1r} = c_1 \sin \alpha_1 = 297,1 \cdot \sin 20^\circ = 101,6 \text{ м/с}.$$

6.2.2 Параметри потоку на вході в робоче колесо

11) Окружна швидкість колеса

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 66254}{60} = 277,5 \text{ м/с}. \quad (6.77)$$

14) Відносна швидкість

$$w_1 = \sqrt{c_{1r}^2 + (c_{1u} - u_1)^2} = \sqrt{101,6^2 + (279,2 - 277,5)^2} = 101,6 \text{ м/с}. \quad (6.78)$$

15) Кут входу потоку в колесо

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{1r}}{c_{1u} - u_1}\right) = \arctg\left(\frac{101,6}{288,4 - 277,5}\right) = 89,1^\circ. \quad (6.79)$$

16) Температура гальмування потоку у відносному русі

$$T_{w1}^* = T_0^* - \frac{c_1^2 - w_1^2}{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma} = 900 - \frac{297,1^2 - 101,6^2}{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 - 1} 287} = 866 \text{ К}. \quad (6.80)$$

17) Критична швидкість в відносному русі

$$a_{kp w1} = \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_{w1}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 + 1} 287 \cdot 866} = 533 \text{ м/с}. \quad (6.81)$$

18) Газодинамічні функції в відносному русі для дійсного процесу

$$\lambda_{w1} = \frac{w_1}{a_{kp w1}} = \frac{101,6}{533} = 0,1908. \quad (6.82)$$

$$\pi_{w1}(\lambda_{w1}) = 0,9794,$$

$$M_{w1} = 0,1772.$$

19) Тиск гальмування потоку у відносному русі

$$p_{w1}^* = \frac{p_1}{\pi_{w1}(\lambda_{w1})} = \frac{1,30663 \cdot 10^5}{0,9794} = 1,33412 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

6.2.3 Параметри потоку на виході з колеса

20) Окружна швидкість колеса на середньому діаметрі

$$u_{2cp} = \frac{\pi D_{2cp} n}{60} = \frac{\pi D_1 \bar{D} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 0,5 \cdot 66254}{60} = 138,8 \text{ м/с}. \quad (6.83)$$

2 1) Температура гальмування в відносному русі

$$T_{w2}^* = T_{w1}^* - \frac{u_1^2 - u_{2cp}^2}{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma} = 866 - \frac{277,5^2 - 138,8^2}{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 - 1} 287} = 841 \text{ К}.$$

2 2) Тиск гальмування в відносному русі для ізоентропійного процесу

$$p_{w2S}^* = p_{w1}^* \pi_w^*(\lambda_w^*),$$

де π_w^* визначається по функції $\tau_w^*(\lambda_w^*) = \frac{T_{w2}^*}{T_{w1}^*}$ з таблиць ГДФ.

$$\tau_w^*(\lambda_w^*) = \frac{T_{w2}^*}{T_{w1}^*} = \frac{841}{866} = 0,9712,$$

$$\lambda_w^* = 0,4511,$$

$$\pi_w^*(\lambda_w^*) = 0,8888.$$

$$p_{w2S}^* = p_{w1}^* \pi_w^*(\lambda_w^*) = 1,33412 \cdot 10^5 \cdot 0,8888 = 1,18578 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

23) Газодинамічні функції ізоентропійного процесу

$$\pi_{w2S}(\lambda_{w2S}) = \frac{p_2}{p_{w2S}^*} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{1,18578 \cdot 10^5} = 0,8545,$$

$$\lambda_{w2S} = 0,52,$$

$$M_{w2S} = 0,4910.$$

24) Газодинамічні функції для дійсного процесу в відносному русі

$$\lambda_{w2} = \psi \lambda_{w2S} = 0,8 \cdot 0,52 = 0,416,$$

$$\pi_{w2}(\lambda_{w2}) = 0,9049,$$

$$\tau_{w2}(\lambda_{w2}) = 0,9755,$$

$$M_{w2} = 0,3900.$$

25) Дотична швидкість у відносному русі

$$a_{kp, w2} = \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_{w2}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 + 1} 287 \cdot 841} = 525 \text{ м/с}. \quad (6.84)$$

26) Відносна швидкість газу і її окружна і осьова складові

$$w_2 = a_{\text{кр},w_2} \lambda_{w_2} = 525 \cdot 0,416 = 218,3 \text{ м/с} .$$

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 = 218,3 \cdot \cos 40^\circ = 167,2 \text{ м/с} ,$$

$$w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 218,3 \cdot \sin 40^\circ = 140,3 \text{ м/с} .$$

27) Абсолютна швидкість газу і її окружна і осьова складові

$$c_2 = \sqrt{w_{2a}^2 + (w_{2u} - u_{2cp})^2} = \sqrt{140,3^2 + (167,2 - 138,8)^2} = 143,2 \text{ м/с} ,$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u_{2cp} = 167,2 - 138,8 = 28,5 \text{ м/с} ,$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 140,3 \text{ м/с} .$$

28) Кут виходу потоку з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{140,3}{28,5} = 78,5^\circ . \quad (6.85)$$

29) Температура гальмування потоку на виході з колеса

$$T_{\text{л}2}^* = T_{w_2}^* - \frac{w_2^2 - c_2^2}{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma} = 841 - \frac{218,3^2 - 143,2^2}{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 - 1} 287} = 830 \text{ К} .$$

30) Критична швидкість

$$a_{\text{кр},\text{л}2} = \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_{\text{л}2}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 + 1} 287 \cdot 830} = 521,4 \text{ м/с} .$$

31) Газодинамічні функції для дійсного процесу

$$\lambda_{\text{л}2} = \frac{c_2}{a_{\text{кр},\text{л}2}} = \frac{143,2}{521,4} = 0,2746 ,$$

$$\pi_{\text{л}2}(\lambda_{\text{л}2}) = 0,9576 ,$$

$$\tau_{\text{л}2}(\lambda_{\text{л}2}) = 0,9893 ,$$

$$M_{\text{л}2} = 0,2558 .$$

32) Тиск гальмування

$$p_{\text{л}2}^* = \frac{p_2}{\pi_{\text{л}2}(\lambda_{\text{л}2})} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{0,9576} = 1,05808 \cdot 10^5 \text{ Па} . \quad (6.86)$$

33) Статичні параметри газу

$$T_2 = T_{\text{л}2}^* \tau_{\text{л}2}(\lambda_{\text{л}2}) = 830 \cdot 0,9893 = 821 \text{ К} ,$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_T T_2} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{287 \cdot 821} = 0,4302 \text{ кг/м}^3.$$

6.2.4 Параметри турбіни в цілому

34) Зниження температури гальмування на колесі турбіни з повним впусканням

$$\Delta T_{л}^* = T_0^* - T_{л2}^* = 900 - 830 = 70 \text{ К}. \quad (6.86)$$

35) Швидкість споживання газу

$$G_{\Gamma}' = \frac{N_T}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} R_{\Gamma} \Delta T_{л}^*} = \frac{17,3 \cdot 10^3}{\frac{1,33}{1,33-1} 287 \cdot 70} = 0,213 \text{ кг/с}. \quad (6.87)$$

Розбіжність з витратою газу з вихідних даних не повинно перевищувати 2%:

$$\Delta G = \frac{G_{\Gamma} - G_{\Gamma}'}{G_{\Gamma}} = \frac{0,214 - 0,213}{0,214} 100 = 0,53\%. \quad (6.88)$$

36) Робота газу на колесі

$$L_u = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} R_{\Gamma} \Delta T_{л}^* = \frac{1,33}{1,33-1} 287 \cdot 70 = 81,273 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}. \quad (6.89)$$

37) Окружний ККД турбіни з повним впусканням

$$\eta_u = \frac{\Delta T_{л}^*}{T_0^* (1 - \tau_s(\lambda_s))} = \frac{70}{900(1 - 0,8928)} = 0,73. \quad (6.90)$$

6.2.5 Геометричні параметри турбіни

38) Загальна площа прохідного перетину на виході з соплового апарату

$$F_1 = \frac{G_{\Gamma}}{c_1 \cdot \rho_1} = \frac{0,213}{297,1 \cdot 0,5283} = 1,354 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (6.91)$$

39) Довжина лопатки соплового апарату

$$l_c = \frac{F_1}{\pi D_1 \sin \alpha_1} = \frac{1,354 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,08 \cdot \sin 20^\circ} = 15,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (6.92)$$

40) Довжина лопатки на вході в робоче колесо

$$l_{н1} = 1,2 \cdot l_c = 1,2 \cdot 0,0157 = 18,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (6.93)$$

41) Загальна площа прохідного перетину на виході з робочого колеса

$$F_{w2} = \frac{G_T}{w_2 \cdot \rho_2} = \frac{0,213}{218,3 \cdot 0,4302} = 2,262 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (6.94)$$

42) Довжина лопатки на виході з робочого колеса

$$l_{л2} = \frac{F_{w2}}{\pi D_{2cp} \cdot \sin \beta_2} = \frac{2,262 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,04 \cdot \sin 40^\circ} = 0,028 \text{ м}. \quad (6.95)$$

43) Зазор між робочим колесом і сопловим апаратом приймемо рівним

$$D_0' - D_1 = 4 \text{ мм}.$$

44) Діаметр на виході з соплового апарату

$$D_0' = D_1 + 4 = 80 + 4 = 84 \text{ мм}. \quad (6.96)$$

45) Діаметр входу в соплової апарат зазвичай дорівнює $D_0 = 1,2 \dots 1,3 D_0'$. тоді

$$D_0 = 1,2 D_0' = 1,2 \cdot 84 = 100,8 \text{ мм}. \quad (6.97)$$

7 ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

У сучасній економіці приділяють велику увагу підвищенню ефективності виробництва. А домогтися позитивних результатів без застосування новітніх досягнень науки і техніки неможливо. Тому проведення різнопланових наукових досліджень, створення нової техніки і підвищення їх ефективності є найважливішою складовою частиною підвищення ефективності всього виробництва.

Великий внесок у вирішення поставлених завдань вносить «вузівська» наука. При цьому ефект досягається не тільки за рахунок впровадження в навчальний процес новітніх результатів, отриманих в лабораторіях і тим самим викликаючи підвищення якості підготовки фахівців, а й за рахунок використання цих результатів, методик розрахунку, рекомендацій щодо вибору параметрів і т.д. безпосередньо в промисловому виробництві.

У даній частині дипломного проекту розраховуються: вартість спроектованого стенду і собівартість однієї години випробувань.

7.1 Визначення вартості стенду

Організація проведення досліджень турбокомпресорів вимагає капіталовкладень. Визначити вартість стенду можна виходячи з капітальних витрат на його розробку і виробництво. Структура капітальних витрат в загальному випадку визначається:

$$C = K_{роз} + K_{об} + K_{авт} + K_{м} + K_{ит},$$

де $K_{роз}$ - капітальні витрати на розробку стенда;

$K_{об}$ - капітальні вкладення на обладнання ;

$K_{авт}$ - капітальні витрати на засоби автоматизації та обчислювальної техніки;

$K_{м}$ - капітальні витрати на створення запасів матеріалів, покупних виробів;

K_{np} - капітальні витрати пусконаладжувального періоду (налагодження, доведення всього випробувального пристрою і системи забезпечення).

Повна собівартість виготовлення нових деталей стенду розраховується:

$$C_n = Z_{mo} + Z_{nk} + Z_{np} + ЦР + ОР, \quad (7.1)$$

де Z_{mo} - витрати на основні матеріали

$$Z_{mo} = \sum_{i=1}^n (Q_{Mi} \cdot C_{Mi} \cdot K_{mz} - Q_{0i} \cdot C_{0i}), \quad (7.2)$$

де Q_{Mi} - витрата основних матеріалів, кг;

Q_{0i} - маса реалізованих відходів, кг;

C_{Mi}, C_{0i} - оптова ціна товарів і відходів відповідно, грн / кг;

K_{mz} - коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат ;

У розрахунках приймаємо $K_{mz} = 1,1$.

Результати розрахунку наведені в додатку В .

$$Z_{mo} = 3792,8 \cdot 1,1 - 693 = 3480 \text{ грн.}$$

Витрати на покупні вироби

$$Z_{nk} = \sum_{i=1}^n Q_{nki} \cdot C_{nki}, \quad (7.3)$$

де Q_{nki} - потреба в i - м вигляді комплектуючих виробів, шт .;

C_{nki} - оптова ціна i -го виду комплектуючих виробів, грн / шт.

У нашому випадку покупними виробами є:

- датчик вимірювання тиску АІР-10 - 75 грн .;
- датчик вимірювання температури ТС1388 / 7 - 50 грн .;
- хромель-алюмелева термопара - 50 грн;
- армований шланг - 30 грн .;
- кроковий двигун - 1150 грн.;
- блок ЕОМ - 20000 грн.;
- реєстратор РМТ-59 - 8000 грн.;

- кріпильні елементи - 100 грн;
- система дроселюючих патрубків - 300 грн;
- термоанемометрический датчик витрати повітря - 1300 грн;
- камера згоряння - 3000 грн;
- оптоволоконний датчик для вимірювання частоти обертання і крутного моменту - 200 грн;
- трубопроводи та перехідники - 200 грн;
- паливний бак - 500 грн;
- паливний насос - 900 грн;
- масляний бак - 400 грн;
- масляний насос - 450 грн;
- датчик витрати палива ДРТ-300 - 1500 грн;
- регулятор витрати палива - 350 грн;
- паливна магістраль - 150 грн;
- масляна магістраль - 100 грн;
- система запалювання - 1000 грн;
- повітряний фільтр - 100 грн.

Таким чином:

$$\begin{aligned}
 Z_{нк} = & 75 \cdot 4 + 50 \cdot 2 + 50 \cdot 2 + 2 \cdot 30 + 3 \cdot 1150 + 20000 + 8000 + 100 + 300 + 2 \cdot 1300 + \\
 & + 3000 + 2 \cdot 200 + 200 + 500 + 900 + 400 + 450 + 1500 + 350 + 150 + 100 + \\
 & + 1000 + 100 = 44060 \text{ грн.}
 \end{aligned}$$

Z_{np} - витрати на заробітну плату основних виробничих робітників - визначається на основі загальної трудомісткості виготовлення і середніх часових тарифних ставок:

$$Z_{np} = Z_o + Z_d + O_c, \text{ де}$$

Z_o - основна заробітна плата;

Z_d - додаткова заробітна плата;

O_c - відрахування на соціальне страхування .

Результати розрахунку тарифів на $Z_{Отар}$ в укрупненому вигляді наведені в додатку Г .

Основна заробітна плата розраховується за формулами, наведеними в джерелі [12] :

$$Z_o = 1,32 \cdot Z_{Отар} = 1,32 \cdot 4000 = 5280 \text{грн.}; \quad (7.4)$$

Додаткова заробітна плата:

$$Z_o = 0,05 \cdot Z_o = 0,05 \cdot 5280 = 264 \text{грн.};$$

Відрахування до фонду страхування:

$$O_c = 0,39 \cdot (Z_o + Z_o) = 0,39 \cdot (5280 + 264) = 2162,2 \text{грн.}; \quad (7.5)$$

$$Z_{np} = 5280 + 264 + 2162,2 = 7706,2 \text{грн.}$$

$ЦР$ - цехові витрати. Включають витрати на утримання цехового персоналу і допоміжних робітників, зайнятих на загальноцехових роботах, витрати на амортизацію, ремонт і т.д.

У укрупнених розрахунках можна прийняти $K_{ЦР} = 80\%$ до суми основної заробітної плати виробничих робітників і витрат на утримання та експлуатацію обладнання [12] :

$$Z_{об} = \frac{T_{маш} \cdot C_{м-ч}}{K_{вн} \cdot K_{обс}}, \quad (7.6)$$

де $T_{маш}$ - трудомісткість операції на механообробних і складальних операціях технологічного процесу визначається за методикою, викладеною в джерелі [11] ;

$C_{м-ч}$ - нормативна собівартість одного машинного години експлуатації обладнання, грн .;

$K_{вн}$ - коефіцієнт виконання норм;

$K_{обс}$ - середній коефіцієнт обслуговування обладнання;

$$Z_{об} = \frac{90 \cdot 15}{1,1 \cdot 0,3} = 4090,9 \text{грн.};$$

$$ЦР = \frac{K_{ЦР}(З_о + З_{об})}{100} = \frac{80(5280 + 4090,9)}{100} = 7496,8 \text{ грн.} \quad (7.7)$$

$ОР$ - загальнозаводські витрати, складаються з витрат з утримання заводууправління, загальнозаводських господарств, служб і т.д. Загальнозаводські витрати собівартості виготовлення обладнання визначається в процентному співвідношенні до суми основної заробітної плати виробничих робітників і витрат на утримання та експлуатацію обладнання $K_{ОР} = 60\%$ [12]

$$ОР = \frac{K_{ОР}(З_о + З_{об})}{100} = \frac{60(5280 + 4090,9)}{100} = 5622,6 \text{ грн.} \quad (7.8)$$

Повна собівартість обладнання

$$\begin{aligned} C_n &= З_{мо} + З_{нк} + З_{пр} + ЦР + ОР = \\ &= 3480 + 44060 + 7706,2 + 7496,2 + 5622,6 = 68365 \text{ грн} \end{aligned}$$

Капітальні витрати виробництва:

$$K = K_{роз} + K_{об} + K_{авт} + K_m + K_{ин}, \quad (7.9)$$

де $K_{роз}$ - капітальні витрати на розробку стенда;

Розробкою стенду для випробування турбокомпресорів займається два інженера-конструктора. Годинна тарифна ставка інженера-конструктора становить 70 грн. / год. Час розробки $t_{роз}$ займає 480 робочих годин.

Таким чином капітальні витрати на розробку стенда складуть:

$$K_{роз} = З_{п.л} \cdot t_{роз} = 2 \cdot 70 \cdot 480 = 67200 \text{ грн.} \quad (7.10)$$

$K_{об}$ - капітальні вкладення на обладнання :

$$K_{об} = Ц_{ом} (1 + K_{мз}),$$

де $Ц_{ом}$ - ціна технологічного обладнання , яке виготовляється безпосередньо на підприємстві, приймаються рівними повної собівартості обладнання та планового прибутку (10% повної собівартості), а також ПДВ (18%) [13] .

$$Ц_{ом} = C_n + Пр = 68365 + 68365 \cdot 0,1 + 68365 \cdot 0,18 = 87507,2 \text{ грн.}; \quad (7.11)$$

$$K_{об} = 87507,2 \cdot (1+1,1) = 183765,1 \text{ грн.}$$

$K_{авт}$ - капітальні витрати на засоби автоматизації та обчислювальної техніки.

В якості засобів автоматизації та обчислювальної техніки для проектування стенду використовується 2 комп'ютери вартістю по 35000 грн. за штуку. Крім цього на комп'ютер встановлено програмне забезпечення загальною вартістю 50000 грн.

$$K_{авт} = 2 \cdot 35000 + 50000 = 120000 \text{ грн.}$$

K_m - капітальні витрати на створення запасів матеріалів. Для спроектованого стенду запасами матеріалів будуть:

- 13 кг матеріалу Д16 по 90 грн / кг;
- 1,5 кг матеріалу 30ХМ по 60 грн / кг;
- 2,1 кг матеріалу Бр010С10 по 120 грн / кг;
- 20 кг матеріалу ХН65НВ по 100 грн / кг.

$$K_m = 13 \cdot 90 + 1,5 \cdot 60 + 2,1 \cdot 120 + 20 \cdot 100 = 3512 \text{ грн.}$$

$K_{пн}$ - капітальні витрати пусконаладжувального періоду.

На час пусконаладжувального періоду у виробництві стенду зайнятий слюсар. Заробітна плата слюсаря за один місяць становить 6500 грн. Отже $K_{пн} = 6500$ грн.

Таким чином вартість стенду складе :

$$C = 67200 + 183765 + 120000 + 3512 + 6500 = 380977 \text{ грн.}$$

7.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стенду

Калькуляція собівартості однієї години експлуатації спроектованого в даному дипломі проекті стенду включає наступні статті:

- витрати на основні матеріали;
- заробітна плата обслуговуючого персоналу;
- інші прямі витрати.

Витрати на основні матеріали включають вартість стисненого повітря, електричної енергії і палива, що витрачаються за одну годину роботи стенду:

$$Z_{OM} = Z_{c.п.} + Z_e + Z_m, \quad (7.12)$$

де $Z_{c.п.}$ - затрати на стиснене повітря:

$$Z_{c.п.} = G_{c.п.} \cdot C_{c.п.}, \quad (7.13)$$

де $G_{c.п.}$ - годинний масовий витрата стисненого повітря, кг / год ;

$C_{c.п.}$ - ціна стисненого повітря, грн / кг;

$$Z_{c.в.} = 300 \cdot 0,1 = 30 \text{ грн. / год.}$$

Z_e - затрати на електричну енергію:

$$Z_e = Z_{CЗ} + Z_{авт} + Z_o, \quad (7.14)$$

де $Z_{CЗ}$ - витрати на електричну енергію споживану системою запалювання при роботі стенду.

$$Z_{CЗ} = N_{CЗ} \cdot C_e, \quad (7.15)$$

де N_e - споживана потужність на систему запалювання , кВт;

C_e - ціна 1 кВт / год електричної енергії, грн .;

У нашому випадку потужність системи запалювання $N_e = 0,8 \text{ кВт}$,
 $C_e = 1,5 \text{ грн. / год}$.

$$Z_{CЗ} = 0,8 \cdot 1,5 = 1,2 \text{ грн. / год.}$$

$Z_{авт}$ - витрати на електричну енергію спожиту засобами автоматизації та обчислювальної техніки.

$$Z_{авт} = N_e \cdot C_e, \quad (7.16)$$

де N_e - споживана електрична потужність, кВт;

У нашому випадку потужність блоку ЕОМ $N_e = 0,3 \text{ кВт}$, $C_e = 1,5 \text{ грн. / год}$.

$$Z_{авт} = 0,3 \cdot 1,5 = 0,45 \text{ грн. / год.}$$

Z_o - витрати на електричну енергію спожиту засобами освітлення.

$$Z_o = N_o \cdot C_e, \quad (7.17)$$

де N_o - споживана електрична потужність освітлення, кВт,

Освітлення лабораторії - 4 лампи по 40 Вт

$$N_o = 4 \cdot 40 = 0,16 \text{ кВт};$$

Таким чином витрати на освітлення протягом години складуть:

$$Z_o = 0,16 \cdot 1,5 = 0,24 \text{ грн.}$$

Тоді загальні витрати на електричну енергію:

$$Z_e = 1,2 + 0,45 + 0,24 = 1,9 \text{ грн / год.}$$

Визначимо витрати на паливо, що спалюється при роботі стенду .

$$Z_n = G_n \cdot C_n,$$

де G_n - годинний масовий витрата палива , л / год ;

$$Z_{с.в.} = 1 \cdot 20 = 20 \text{ грн. / год} - \text{ціна палива , грн / л ;}$$

$$Z_{с.в.} = 1 \cdot 20 = 20 \text{ грн. / год.}$$

Визначимо витрати на обслуговування стенду. У нашому випадку стенд обслуговує один лаборант.

Таблиця 7.1 - Витрати на заробітну плату при обслуговуванні стендового обладнання

Найменування	Кіл. Чол.	Тарифна ставка грн. / міс.	Премія 50% / міс.	З / п. за 1 міс. * грн.	ЄСП **, грн. 26%
Лаборант	1	3200	1600	4800	1248

* Заробітна плата за місяць дорівнює сумі тарифної ставки і премії;

** ЄСП - єдиний соціальний податок [14] ,

Середньомісячна заробітна плата одного лаборанта:

$$Z_{зп} = \text{оклад} + \text{премія} + \text{ЄСП} = 6048 \text{ грн.}$$

В середньому в місяці $n = 23$ робочих дня тривалістю $t = 8$ годин кожен, тоді годинна заробітна плата лаборанта $Z_{зп.ч}$ складе:

$$Z_{зп.ч} = \frac{Z_{зп}}{n \cdot t} = \frac{6048}{8 \cdot 23} = 32,9 \text{ грн / год.} \quad (7.18)$$

Інші прямі витрати включають в себе відрахування на амортизацію, ремонт, опалення і вентиляцію лабораторії, віднесені до однієї години експлуатації стенда.

Ресурс спроектованого стенду складає 1000 годин. Тоді витрати на амортизацію стенду за одну годину його експлуатації складуть 0,1% від вартості стенду:

$$Z_{ам} = \frac{0,1 \cdot K}{1000} = 0,0001 \cdot 380977 = 38,1 \text{ грн} / \text{год} . \quad (7.18)$$

Витрати на ремонт і профілактику стенду складають 20% від витрат на амортизацію:

$$Z_{рем} = 0,2 \cdot Z_{ам} = 0,2 \cdot 38,1 = 7,62 \text{ грн} / \text{год} . \quad (7.19)$$

Витрати на опалення і вентиляцію навчальної лабораторії, в якій розташований стенд, встановлюються в залежності від кубатури приміщення:

$$V_{лаб.} = a \cdot b \cdot h = 4,2 \cdot 2,5 \cdot 3 = 31,5 \text{ м}^3 . \quad (7.20)$$

Норматив витрати на опалення і вентиляцію приміщення становить 150 грн . / рік, тобто 0,41 грн . / год. Тоді витрати на опалення і вентиляцію лабораторії об'ємом $V = 31,5 \text{ м}^3$ за 1 годину складуть:

$$Z_{о.в.} = 31,5 \cdot 0,41 = 12,9 \text{ грн} . / \text{год} .$$

Собівартість однієї години експлуатації стенда в навчальній лабораторії складе:

$$C_2 = Z_{с.в.} + Z_e + Z_m + Z_{зп.л} + Z_{ам} + Z_{рем} + Z_{о.в.} =$$

$$= 30 + 1,9 + 20 + 32,9 + 38,1 + 7,62 + 12,9 = 143,5 \text{ грн} / \text{год}$$

Собівартість однієї години випробувань на стенді:

$$C_{вип} = C_2 \cdot \frac{(100 + ПДВ)}{100} = 143,5 \cdot \frac{100 + 18}{100} = 169,2 \text{ грн} / \text{год} . \quad (7.21)$$

7.3 Висновки по розділу

В ході виконання даного розділу були визначені такі економічні показники, як вартість стенду для випробування турбокомпресора і собівартість проведення однієї години випробувань. Були отримані наступні результати:

$$C = 380977 \text{ грн} ,$$

$$C_{\text{вит}} = 169,2 \text{ грн} / \text{год}.$$

На жаль, з причини відсутності у відкритій літературі технічної документації по аналогічним стендів для випробувань турбокомпресорів, в даному розділі не можливо розрахувати економічний ефект від заміни одного стенду на інший. Однак собівартість стенду і однієї години його експлуатації може варіюватися в залежності від застосовуваного на ньому обладнання і матеріалів.

Намагаючись заощаджувати на більш дешевих датчиках і апаратурі можна лише звужити діапазон вимірюваних параметрів і їх кількість, застосування інших матеріалів знизить надійність і ресурс стенду на шкоду якісного і різнобічного аналізу робочих процесів при проведенні випробувань турбокомпресорів. Спроба заощадити на більш дешевому програмному забезпеченні позбавить продуктивності при обробці одержуваних параметрів.

У разі застосування більш дорогих датчиків, апаратури і програмного забезпечення, можливості при проведенні випробувань і обробці Реальні показники можуть відрізнятись збільшуються, однак при цьому необхідно економічне обґрунтування підвищення витрат.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СІТУАЦІЯХ

8.1 Загальні відомості про охорону праці

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 його 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, що визначає вимоги до стандартів і технічним умовам і розробляється 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.

8.2 Аналіз стійкості роботи технічних систем в розробляемому стенді

Повсякденна діяльність людини є потенційно небезпечною, так як є процесом використання техніки, а останнє пов'язане з виробленням, зберіганням і

перетворенням хімічної, електричної та інших видів енергії в умовах впливу зовнішнього середовища.

Небезпека з'являється в результаті неконтрольованого виходу енергії, накопиченої в обладнанні і матеріалах, безпосередньо в людину і навколишнє середовище і супроводжується виникненням подій із 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 в разі пошкодження.

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 (ГОСТ 12.0.003-74) поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

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

- 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 закінчення і засмоктування повітря на установці з великими швидкостями);

- запиленість та 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 общетоксическое і подразнюючу дію на організм людини);

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

- наявність відпрацьованих газів (також надають загальнотоксичну і канцерогенний вплив).

До психофізичних небезпечних і шкідливих факторів відносяться фізичні перевантаження (статичні і динамічні) і нервнопсихіческіе перевантаження (розумове напруження, перенапруження аналізаторів слуху, зір та ін.). З урахуванням глибокого ступеня автоматизації стенду, а також автоматизації проведення випробувань на ньому, психофізичні небезпечні і 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 згоряння.

Вибухонебезпечна зона, згідно з ПУЕ 7.3.22. - це приміщення або обмежений простір в приміщенні або зовнішній установці, в якій є або можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші, в межах до 5 м по горизонталі і вертикалі від апарата. До вибухонебезпечній зоні, 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

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

8.3 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду

Проаналізувавши всі можливі небезпечні і 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 (див. Рис. 11.1) 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 повинна бути замкнена. У цьому випадку людина захищена від фізичних і хімічних небезпечних факторів.

Однак не застосовувати більш ніяких засобів захисту від небезпечних і 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, запиленість і загазованість, а також буде схильний до всіх небезпечних і шкідливих хімічних факторів, перерахованих вище. У зв'язку з цим, розглянемо заходи по забезпеченню безпеки людини при роботі зі стендом.

8.4 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів

Важливим засобом забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних і метрологічних умов в приміщеннях є вентиляція - це організований і 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 всередині 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). Обмін повітря здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов, при цьому вступник повітря може підігріватися або прохолоджуватися, піддаватися зволоженню або осушенню. Викиди повітря піддається очищенню.

Механічна загально обмінна вентиляція може бути:

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

Припливна система вентиляції виробляє забір повітря через повітрозабірні пристрій, потім повітря проходить через калорифер, де повітря нагрівається і зволожується і вентилятором подається по повітропроводів в приміщення через насадки для регулювання припливу повітря. Забруднене повітря витісняється через двері, вікна, ліхтарі, щілини. Витяжна вентиляція видаляє забруднене і перегрітий повітря через повітропроводи і очищувач, а свіже повітря надходить через вікна, двері і нещільності конструкцій. Припливно-витяжна система вентиляції складається з припливної та витяжної, що працюють одночасно.

У лабораторії для випробування турбокомпресорів передбачена витяжна механічна вентиляція з кімнати, де знаходиться стенд. Справа в тому, що при

роботі камери згоряння утворюється тепло, що передаються в навколишнє 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 знаходиться в закритому стані.

9 ЕКОЛОГІЯ

9.1 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 окислення шкідливих речовин до нешкідливих сполук (CO і H_2O).

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 ґратчастих, тарілчастих скрубберах, в пінних апаратах, пастки тощо. Абсорбенти: вода, їдкий натр, вапняне молоко і пр.

Окислювальний метод - спалювання газів, що відходять (відкрите полум'я), спалювання із застосуванням каталізаторів (метали і їх солі на пористих носіях (селикагель, окис алюмінію, платина, паладій та ін.) . Даний метод високо ефективно (до 97%) і економічний (економія палива до 60%). Тому застосуємо його до нашого випадку. А саме в систему випуску відпрацьованих газів включимо трикомпонентний каталітичний нейтралізатор.

Сучасний каталітичний нейтралізатор являє собою корпус, усередині 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. Каталізатор розташовується у вихлопній системі. Чоб почався процес нейтралізації, необхідна висока температура - близько 250 градусів. При цьому "робочі" температури - від 400 до 800 градусів - забезпечують оптимальні умови для максимальної ефективності.

9.2 Боротьба з шумом при роботі на стенді

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

Можливі такі методи зниження шуму:

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

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

$$I = I_{np} + I_{отр} \approx I_{np} + \frac{4P}{A}, \quad (9.1)$$

де P - звукова потужність звуку;

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

α_{cp} - середній коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщення площею $S_{пов}$.

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 акустичної 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 вагається частинок повітря в теплоту внаслідок втрат на тертя в порах матеріалу.

Найбільш часто в якості звуковбирної 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 пенополіуретановий поропласт (поролон) товщиною 10 см з коефіцієнтами поглинання 0,7.

Визначимо відстань, на якому величини інтенсивності прямого і відбитого звуків рівні:

$$r_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{A}{8\pi}} = \sqrt{\frac{\alpha_n S}{8\pi}} \quad (9.2)$$

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

$$S = L \Pi, \quad (9.3)$$

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

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

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

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

$$\Delta L_{\text{обл}} = 10 \lg \frac{A_2}{A_1}, \quad (9.4)$$

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

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

$$\Delta L_{\text{обл.}} = 10 \lg \frac{\alpha}{\alpha_{\text{необл.}}} = 10 \lg \frac{0,7}{0,1} = 0,845 \cdot 10 \approx 8,45 \text{ (ДБ)}. \quad (9.5)$$

У зоні переважання прямого звуку величина зниження шуму за рахунок акустичної обробки виявляється менше приблизно в 2-3 рази, ніж в 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 більшої 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.

9.3 Екологічна безпека в лабораторії для випробування турбокомпресорів

Пожежею називається неконтрольоване горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріальної шкоди (ГОСТ 12.1.004-76).

Пожежна безпека (ГОСТ 12717033-81) - стан об'єкта, при якому з'ясовано й 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 і належне розміщення горючих речовин,
- б) застосування негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів,
- в) ізоляція займистою середовища,
- г) застосування засобів пожежогасіння,
- д) запобігання поширенню пожежі,
- е) застосування виробничих об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості та горю честі,
- 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 (див. Рис. 11.1). Це необхідно для того, щоб людина встигла вжити заходів для пожежогасіння в будь-якій кімнаті, де він перебуває, до того, як вогонь пошириться по всій території лабораторії.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників в приміщенні, що підлягає або на об'єкті необхідно виконувати в залежності від їх вогнегасної здатності, граничної площі, а також класу пожежі горючих речовин та матеріалів:

- 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 закачного порошковий вогнегасник ВП 8 (з). Ці вогнегасники з аряжени вогнегасним порошком і закачано інертним газом (повітря, азот, вуглекислий газ) до тиску 16 атм. Призначені для гасіння пожеж класу А, В, С або ВС, в залежності від типу застосовуваного порошку, а також електроустановок, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Забезпечені запірними пристроями, що забезпечують вільне відкривання і закривання простим рухом руки. Манометр, встановлений на голівці 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.

Згідно СНиП 2.01.02-85 будівлі і споруди за ступенем вогнестійкості поділяються на 5 ступенів від I до V, які характеризуються різним межею вогнестійкості основних елементів (стін, перекриттів, сходових майданчиків і ін.). Будинки I ступеня вогнестійкості мають всі елементи не згорає, а V ступеня - все елементи спаленні. У зв'язку з тим, що лабораторія знаходиться в будинку, побудованому з цегли і має залізобетонні перекриття, а також дерев'яні рами вікон, визначимо для нашого випадку II ступінь вогнестійкості.

Протипожежна характеристика проектованого приміщення де проводяться випробування турбокомпресорів представлена в таблиці 9.1.

Приміщення, в якому проводяться випробування турбокомпресорів, повинно мати метеорологічні умови і санітарні показники, що забезпечують нешкідливу обстановку для працівників, які наведені в таблиці 9.2.

Таблиця 9.1 - Протипожежна характеристика проектованого приміщення

Найменування показників	величина показника
Категорія по мірі 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

9.4 Екологічна характеристика проектованого приміщення

Таблиця 9.2 - Санітарна характеристика приміщення для випробування турбокомпресорів

№	Найменування показників	Од. вим.	величина показників
1	Оптимальна температура:		
	- взимку	про 3	18-21
	- влітку	про 3	22-25
2	Відносна вологість:		
	- оптимальна	%	40-60
	- допустима	%	75
3	Допустима швидкість руху повітря:		
	- взимку	м / с	0,2
	- влітку	м / с	0,3

Продовження таблиці 9.2

4	Нормована освітленість загального плюс місцевого освітлення при лампах: - люмінесцентних - розжарювання	лк	300
		лк	150
5	Допустимий рівень шуму	дб	85
6	Площа на одного оператора-випробувача	м ²	5
7	Кубатура на одного оператора-випробувача	м ³	15

В даному розділі дипломного проекту було розглянуто питання безпеки і екологічності проведення випробувань турбокомпресорів на проектуваному стенді. В ході роботи над цим розділом був спроектований план приміщення лабораторії, в якому передбачені заходи захисту робітника від небезпечних і шкідливих факторів. Так само було передбачено наявність трьохкомпонентного каталітичного нейтралізатора в системі відводу відпрацьованих газів для підвищення екологічної безпеки спроектованого процесу випробувань турбокомпресорів. Був проведений аналіз вибухо- і пожежонебезпеки лабораторії, в ході якого було обрано вид і кількість первинних засобів пожежогасіння.

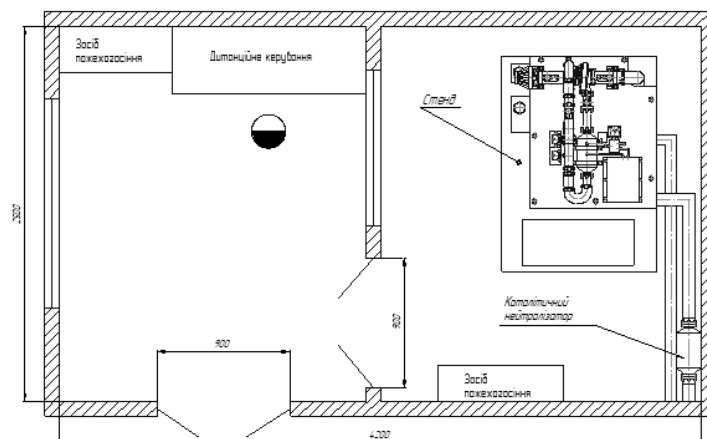


Рисунок 9.1 - План лабораторії для випробування турбокомпресорів

ВИСНОВКИ

В ході роботи над даним проектом на першому етапі був проведений аналітичний огляд технічної літератури по турбокомпресорів вітчизняного та імпортного виробництва, а також було розглянуто спроектований раніше стенд для випробування чеського турбокомпресора «Ебершпехер». Підсумком цього аналізу з'явилися діапазони характеристики основних турбокомпресорів, що застосовуються для наддуву ДВЗ. Проведено критичний аналіз безмоторної установки для випробування турбокомпресорів, після чого були виявлені недоліки та плюси даного методу випробувань.

Після проведеного аналізу були обрані діапазони характеристик турбокомпресорів, в які входять показники найбільш поширених турбокомпресорів. На цьому етапі було сформовано технічне завдання на проектування стенду.

Наступним завданням було проектування схеми вимірювань стенду. Вирішення цього завдання полягало в проектуванні схеми стенда і виборі методів вимірювань. Були обрані первинні вимірювальні перетворювачі для вимірювання всіх параметрів, а також реєстратор, куди стікаються всі сигнали з датчиків. Була дана характеристика кожного датчика, за якими можна визначити похибки прямих вимірювань. З метою автоматизації та підвищення точності проведення випробувань, в схему стенда була включена ЕОМ, завданням якої є збір, обробка та зберігання інформації, а також управління всіма органами стенду.

На наступному етапі була розроблена методика обробки результатів вимірювань. В ході роботи над цим етапом, були визначені алгоритми проведення випробувань для компресора, турбіни і турбокомпресора в цілому. Підсумками цієї роботи з'явилися масиви значень параметрів виконаних у вигляді таблиць. За допомогою цих масивів даних будуються всі характеристики компресора, турбіни і турбокомпресора.

З причини того, що для побудови характеристик використовуються значення параметрів, які неможливо отримати прямими вимірами (ККД, потужність і т.д.) була обрана методика визначення похибок непрямих вимірювань.

Для проектування експериментальної установки, був проведений термогазодинамічний розрахунок турбокомпресора. Результатом цього розрахунку з'явилися геометричні параметри основних вузлів і термогазодинамічні параметри газу в характерних перетинах турбокомпресора, що забезпечують необхідну продуктивність і напір при заданій ефективності.

На підставі результатів перерахованих вище розділів, була спроектована конструктивна схема експериментальної установки, а також технологія її складання.

На наступному етапі була спроектована конструктивна схема стенду. Спроектований стенд дозволяє виробляти випробування турбокомпресорів ряду ТКР 5,5 - ТКР 11. Результатами цих випробувань є найважливіші характеристики компресора, турбіни і турбокомпресора в цілому.

У зв'язку з високою частотою обертання ротора турбокомпресора, щоб уникнути розриву робочих коліс компресора і турбіни, був проведений розрахунок на міцність цих коліс. Цей розрахунок показав, що у спроектованій конструкції робочих коліс коефіцієнт запасу міцності не менше 2,2, що в свою чергу показує правильність спроектованої конструкції і вибору матеріалів.

У розділі охорони праці було розглянуто вплив небезпечних і шкідливих чинників на людину, яка проводить випробування. Були передбачені заходи боротьби з цими факторами, а також розроблена схема приміщення для проведення випробувань турбокомпресорів.

У розділі економічної опрацювання проекту були визначені вартість стенду, а також собівартість однієї години випробувань на ньому.

При проектуванні стенду, в розділі з управління якістю, була задіяна методика FMEA. В результаті застосування даної методики, ще на стадії

проектування були виявлені і усунені (шляхом внесення конструктивних змін) можливі дефекти даного стенду, а точніше їх наслідки.

Таким чином, видане завдання на проектування стенду для випробувань турбокомпресорів, виконано в повному обсязі.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Райков И. Я., Рывтинский Г.Н. Автомобильные двигатели внутреннего сгорания. Учеб. пособие по курсу конструкции двигателей для вту-зов. М., «Высш. школа», 1970. 432 с. с илл.
2. Моргулис Ю. Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1972, 336 с.
3. Автомобильные двигатели с турбонаддувом /Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. 336 с. с илл.
4. В. К. Кошкин, инж. А. Ф. Волкова, инж. Г. М. Поветкин. Методика и результаты экспериментального исследования турбокомпрессора на безмоторной установке. Труды государственного союзного научно-исследовательского тракторного института, М., 1960.
5. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
6. Ржавин Ю. А., Карасев В. Н. Термогазодинамический расчет турбокомпрессора для агрегата наддува ДВС. Учебное пособие. – М.: Дипак, 2004 г., 44 с.
7. Наталевич А. С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.
8. Дмитриева И.Б., Матвеев В.Н., Окорочкова В.М. Проектный расчет центробежного компрессора для агрегата наддува ДВС: Учеб. Пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2004. 60 с.
9. Методика определения погрешности измерения параметров при статических продувках элементов микротурбин/ Матвеев В. Н., Сивиркин Д. В., Тихонов Н. Т. Сборник научных трудов «Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление»/ Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1995. 80 с.
10. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества. М.: Машиностроение, 1975, 776 с.
11. Общемашиностроительные нормативы времени на работы выполняемые на металлорежущих станках./ под ред. С. А. Юровского. М.: Изд-во НИИ

труда 1984, 460 с.

12. Інтернет ресурси:

<https://propozitsiya.com/ua/turbokompresor-zdorovi-legeni-vashogo-dvyguna>

<https://dalgakiran.ua/uk/products/centrobizhni-kompresor-ih-dalgakiran-seriyi->

trx

<http://www.automaster.net.ua/artykuly/turbokompresori-vid-nissens,52334>

<https://turbinka.com.ua/uk/budova-turbokompresora-turbini/>

<http://mmr.net.ua/advice/structure/1216>

13. Кусторовський Р. О. Проект дільниці ремонтного цеху для технічного обслуговування та ремонту турбокомпресора ТРК-6 з дослідженням експлуатаційних характеристик / Р.О. Кусторовський // Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 27-28 листопада 2019 року — Т. : ТНТУ, 2019 — Том I. — С. 192-193. — (Сучасні технології на транспорті).

