

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«_____» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна
техніка»

на тему: «Розроблення відцентрового компресора
для магістрального газопроводу»

Здобувача групи К.м-31 Моценка Олександра Олександровича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

(підпис)

Олександр МОЦЕНКО

Керівник доцент кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ШАРАПОВ _____
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1 Загальна хараткрстика газотранспортної системи України	7
1.2 Характеристика існуючої компресорної станції для модернізації	9
1.3 Аналіз сучасного стану основного обладнання компресорної станції... 10	
2 РОзрахунок відцентрового нагнітача природного газу	14
2.1 Розрахунок термогазодинамічних параметрів	14
2.2 Варіантний розрахунок.....	16
2.3 Розрахунок робочих коліс	18
2.4 Розрахунок лопаткового дифузору.....	19
2.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату	22
2.6 Розрахунок збірної камери	24
2.7 Розрахунок осьових сил у компресорі.....	26
2.8 Розрахунок робочого колеса на міцність	26
3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ	28
3.1. Вплив викидів забруднюючих речовин на навколишнє середовище та людину	36
3.2. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори, які можуть впливати на працівників компресорної станції	41
3.3 Вплив шкідливих факторів на людину та конструктивні рішення і заходи зменшення їх впливу	42
3.4 Пожежо- і вибухонебезпека при роботі на компресорній станції	48
3.5 Інструкція з техніки безпеки оператора компресорної станції	50
Список використаних джерел.....	52
ДОДАТКИ.....	54

					М142 10.00.00.00 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						
Розроб.		Мощенко			Розроблення відцентрового компресора для магістрального газопроводу	Літ.	Аркуш	Аркушів		
Перевір.		Шарапов					2	60		
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, К.м-31				
Затв.		Ванеєв								

ВСТУП

Компресорна станція (КС) являє собою одну із найважливіших складових газотранспортної системи, тому забезпечення її безвідмовної роботи та підтримки режиму роботи магістральних газопроводів (МГ) є одним з ключових завдань експлуатуючого персоналу. Вона є складним технологічним об'єктом, ключовою складовою якої є газоперекачувальний агрегат (ГПА), що безпосередньо забезпечує транспорт газу, і для підвищення надійності її роботи, на майданчику встановлено різноманітне технологічне обладнання. Проте застарілість наявного оснащення, що було розроблено та введено в експлуатацію ще в минулому столітті, не може забезпечити, як надійну роботу КС так і її енергоефективність. Більшість встановленого обладнання розроблено відповідно до норм та вимог тих часів, коли особливо не загострювалась увага на енергоефективності, та у зв'язку з нинішніми світовими тенденціями, як в галузі екології так і в галузі ведення економічної діяльності підприємств, впровадження енергозберігаючих технологій на КС є важливим питанням.

Розвиток напрямку енергозбереження допоможе знизити неефективні витрати енергоносіїв, зокрема витрати природного газу на власні потреби. Використання природного газу на власні потреби пов'язане з забезпеченням технологічного процесу транспортування газу до споживача. Серед витрат газу на власні потреби можна виділити такі від яких позбутися неможливо, але можливо зменшити їх кількість, та такі яких можливо позбутися повністю за рахунок впровадження нового енергоефективного обладнання.

В умовах КС, за рахунок проведення модернізації ГПА та блоку підготовки паливного, пускового та імпульсного газу (БПППІГ), можливо:

- зменшити витрати паливного газу, шляхом модернізації двигуна та нагнітача;

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- позбутись від витрат пускового газу на пуск ГПА турбодетандерами, шляхом встановлення електростартерів;
- позбутись витрат газу для підігріву паливного, що використовується двигуном ГПА.

Підігрів газу обумовлений процесом падінням температури газу та можливим утворенням кристалогідратів під час дроселювання паливного газу, від тиску з яким він надходить до КС до тиску, який передбачений конструкцією двигуна. На більшості КС, під час процесу підготовки паливного газу, перед дроселюванням, його підігрівають за допомогою підігрівачів типу ПГ-30, що використовують в якості палива природний газ та спалюючи його підігрівають теплом, що виділилось в процесі горіння, паливний газ ГПА.

Встановивши рекуперативні теплообмінники за допомогою яких можна підігрівати паливний газ використовуючи в якості теплоносія теплий компримований природний газ після нагнітача. За рахунок такої модернізації можливе відключення від роботи підігрівачів газу типу ПГ-30 та використання їх лише в якості резервних та при пуску ГПА. Теплообмінники дозволяють використовувати тепло, що надійшло до технологічного газу під час компримування, за рахунок перетворення роботи теплового опору та роботи сил тертя.

Турбокомпресори, які застосовуються на цих станціях, за принципом дії відносяться до класу енергетичних машин динамічного (машини лопаткового типу) дії. Характерна особливість цих машин - безперервний потік газу і безперервність процесу стиснення. Перетворення у турбокомпресорах можна умовно розділити на два етапи: на першому етапі газу за рахунок підводиться механічної енергії повідомляється деяка кінетична енергія; на другому - кінетична енергія частково перетворюється в енергію тиску (обидва ці процеси можуть відбуватися одночасно). Перетворення механічної енергії приводу в енергію потоку газу відбувається в робочому колесі. Кінетична енергія потоку,

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

отримана газом в колесі, перетворюється в потенційну енергію тиску в нерухомих елементах машини. До цієї групи машин відносяться: осьові, радіальні, діагональні і вихрові. Радіальні діляться на відцентрові і доцентрові в залежності від напрямку потоку в меридіональній площині колеса (потік має в основному радіальний напрямок). У відцентровому компресорі потік має напрямок в основному від центру до периферії, а доцентровому - від периферії до центру.

По відношенню тисків $\pi = P_k / P_n$ компресорні машини можна розділити на вентилятори ($\pi \leq 1,15$) і компресори ($\pi > 1,15$) з охолодженням і без нього (такі компресори часто називають нагнітачами) компресори з кінцевим тиском до 1 МПа називають компресором низького тиску, понад 1 до 10 МПа - компресором середнього тиску, понад 10 до 100 МПа - компресором високого тиску, понад 100 МПа - компресором надвисокого тиску. За встановленою продуктивності компресори діляться на малі ($< 100 \text{ м}^3 / \text{хв.}$), середні ($100 - 500 \text{ м}^3 / \text{хв.}$) і великі ($> 500 \text{ м}^3 / \text{хв.}$).

Вентилятори застосовуються для вентиляції житлових і виробничих приміщень, шахт, тунелів і станцій метро, ливарних цехів, хімічних заводів і ін.; для інтенсифікації виробничих процесів шляхом безпосередньої подачі газу або його відсмоктування (дутьові вентилятори для топкових пристроїв, димососи, вентилятори для градирень, і т. д.).

Компресори застосовують для забезпечення багатьох виробничих процесів (доменного та бесемерівського виробництва, виробництва аміаку і т. д.); при видобутку нафти і газу; на магістральних газопроводах; для пневматичного транспорту; для наддуву двигунів внутрішнього згорання; в газотурбінних установках, в газоохолоджувальні атомних енергетичних установках; для одержання стисненого повітря, що має силове призначення (пневматичний інструмент, молоти, преси, гальма і т. д.).

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Застосування високоміцних матеріалів, які працюють при окружних швидкостях 450 м/с, дозволило у 2 рази скоротити число робочих коліс. Це в свою чергу значно зменшує трудомісткість виготовлення, монтажу машин, полегшує умови експлуатації.

Турбокомпресори мають істотні переваги перед іншими типами компресорів:

- 1) порівняно невеликі розміри і масу (це якість обумовлено безперервністю і великими швидкостями потоку газу);
- 2) відсутність зворотно-поступального руху (це дозволяє мати легкий фундамент і полегшує експлуатацію);
- 3) рівномірність подачі газу;
- 4) відсутність забруднення газу мастильними матеріалами, наслідком чого є, зокрема, мала витрата мастильних речовин;
- 5) можливість безпосереднього з'єднання компресора з швидкохідної парової або газовою турбіною;
- 6) можливість отримання в компресорі досить великих витрат газу.

Метою роботи є модернізація застарілих компресорних агрегатів магістральної компресорної станції шляхом заміни застарілого обладнання на більше ефективну вітчизняну техніку.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Загальна характеристика газотранспортної системи України

Газотранспортна система України є другою в Європі та однією з найбільших ГТС у світі. ГТС складається з магістральних газопроводів (протяжністю 37,6 тис. км в односторонньому обчисленні), розподільних мереж, газосховищ, компресорних і газовимірювальних станцій (71 компресорна станція загальною потужністю 5405 МВт).

Українські газопроводи з'єднані з магістральними мережами всіх суміжних держав, зокрема з європейськими країнами, такими як Молдова, Румунія, Польща, Угорщина та Словаччина. Через систему газопроводів України здійснюється транзит російського газу в країни Європи (через українські газопроводи туди в середньому прокачували приблизно 100 млрд м³ російського газу, останніми роками обсяг знизився до 42 млрд).

Пропускна здатність системи на вході становить 290 млрд м³ на рік, на виході - 175 млрд м³.

Пропускна спроможність на кордонах України з Польщею, Словаччиною, Угорщиною, Румунією та Молдовою - 178,5 млрд м³ на рік, зокрема з країнами ЄС - 142,5 млрд м³ на рік. Оператором системи є компанія «Оператор ГТС України».

Довжина газопроводів становить 283,2 тис. км; з них 246,1 тис. км - розподільчі мережі та 37,1 тис. км - магістральні трубопроводи, у тому числі 14 тис. км - трубопроводи найбільшого діаметра (1020-1420 мм) (дані на початок 2008 року).

Система газопроводів містить 72 компресорні станції та 13 підземних сховищ із найбільшим у Європі після Росії активним об'ємом газу - понад 32

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

млрд м³, або 21,3% від загальноєвропейської активної ємності. Загальна протяжність газопроводів системи становить 283,2 тис. км.

Природний газ надходить в Україну 22 магістральними газопроводами («Союз», «Прогрес», «Уренгой - Помари - Ужгород» та ін.), а виходить за межі України - 15. Протяжність газопроводів - 37,1 тис. км, зокрема 14 тис. км - трубопроводи найбільшого діаметра (1020-1420 мм). Довжина розподільчих мереж становить 246,1 тис. км. Система об'єднує 72 компресорні станції (122 компресорних цехи) і 13 підземних сховищ (ПСГ) із найбільшим у Європі активним обсягом газу - понад 32 млрд м³ або 21,3 % від загальноєвропейської активної ємності.

Мережа підземного зберігання газу включає чотири комплекси - Західноукраїнський (Передкарпатський), Київський, Донецький, Південноукраїнський. Облік природного газу відбувається на газовимірювальних і газорозподільних станціях. «Газовимірювальна Станція» (ГВС) - станція, на якій здійснюється вимірювання кількості та визначення якості природного газу, що передається.

Облік газу, що надходить в Україну, здійснюється на 9 ГВС. Облік газу, що транспортується за межі України, здійснюється на 10 прикордонних ГВС; з них 9 знаходяться на території України. По одній ГВС на кордонах з Польщею, Словаччиною, Угорщиною, дві ГВС - на кордоні з Румунією («Орлівка»), три - з Молдовою («Гребеники») - «Берегове», «Гребеники» (на кордоні з Молдовою), «Дроздовичі», «Орлівка» (Одеська обл.), «Теково», «Ужгород».

Газ, що видобувається Україною, після обробки потрапляє в ГТС України через ГВС, ПРГ і газорозподільні станції (ГРМ): 68 станцій ДК «Укргазвидобування», 13 станцій ВАТ «Укрнафта» і безпосередньо споживачам через 177 ГРМ. Передача газу з газотранспортної системи в газорозподільну мережу відбувається на 1416 ГРС.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Починаючи з 2002 року в Україні для обліку природного газу застосовуються тільки сучасні електронні та електронно-механічні прилади.

1.2 Характеристика існуючої компресорної станції для модернізації

Сумське лінійне виробниче управління магістральних газопроводів (ЛВУ МГ) створеного в 1983 році відповідно до листа Мінгазпрому від 10.10.1983 року № 13Д-538, на підставі наказу ВВО «Укргазпром» від 03.11.1983 року №279 і наказу ВО «Київтрансгаз» від 21.11.1983р. №306. На сьогодні це найбільше за встановленою потужністю газоперекачувальних агрегатів (ГПА) (296 МВт) управління в ТОВ «Оператор ГТС України». Підприємством транспортується понад 80% експортного газу з Росії в Європу [1].

Після створення Сумського ЛВУ МГ процес будівництва МГ та КС пришвидшився. За 1983-1989 роки збудовано і введено в дію п'ять ниток МГ діаметром 1220-1420 мм протяжністю біля 785 км і 5 КС, які було організовано в 2 проммайданчики - Ромненський (3 газопроводи і 3 КС) і Сумський (2 газопроводи і 2 КС). Крім МГ Сумське ЛВУ МГ експлуатує 39 автоматичних газорозподільних станцій (ГРС), що розташовані на газопроводах-відгалуженнях загальною довжиною 435 км.

КС-32 «П» введена в експлуатацію у 1989 р. Розташована на 3514,8 км газопроводу «Прогрес». На КС-32 «П» встановлено три ГПА-25МН80.02. В якості приводу відцентрових нагнітачів (ВЦН) використовуються газотурбінні двигуни (ГТД) ДН-80Л, ефективною потужністю 25 МВт, виробництва ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», що дозволяє забезпечити пропускну здатність КС в 90 млн. м3 на добу. Тип ВЦН, встановлених на даному типу ГПА, ЦН 650-22-2.

Будівництво газопроводу завершилось у 1988 році. Газопровід забезпечує транспортування газу з Ямбургського родовища до країн Західної Європи, а саме до Словачії, Чехії, Австрії, Германії, Франції та інших. Його

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

протяжність через територію України складає 1160 км, а маршрут проходження співпадає з

потокон «Уренгой - Помари - Ужгород», потужність - 26 млрд. м³ в рік. Діаметр газопроводу 1420 мм, робочий тиск 75 бар. На території України газопровід обслуговують 9 КС («Ромненська», «Гребінківська», «Софіївська», «Ставищенська», «Іллінці», «Бар», «Гусятин», «Богородчани», «Ужгород») [3].

Схема проходження газопроводу зображена на рис. 1.1.



Рисунок 1.1. Схема проходження газопроводу «Прогрес»

1.3 Аналіз сучасного стану основного обладнання компресорної станції

Агрегат скомпонований в процесі модернізації ГПА-25/76 ПО «Невський завод» шляхом заміни двигуна ГТН-25 на ДН-80Л заводу НПО «Зоря» - «Машпроект» м. Миколаїв.

Газоперекачувальний агрегат ГПА-25МН80.02 виготовляється в кліматичному виконанні УХЛ 4 відповідно до ГОСТ 15150-69 і може експлуатуватись при температурі повітря від 218 К (-55 С) до 318 К (+45 С) і

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

відносній вологості повітря до 100% при 288 К (+15 С), а також за наявності опадів (сніг, дощ, туман) і при температурі повітря в приміщенні ГПА від 278 К (+5 С°) до 323 К (+50 С).

ГПА-25МН80.02 складається з блоку двигуна ДН-80Л і нагнітача ЦН 650-22-2.

ГТД ДН-80Л розроблений і виготовляється державним підприємством «Зоря»-«Машпроект». Конструкція ГТД забезпечує його роботу в складі ГПА на усіх режимах без постійної присутності обслуговуючого персоналу. ГТД пристосований для роботи з системою автоматичного керування (САК) на базі програмно-технічного середовища 8егіез 4 фірми «Сотргеззог Сопігоіз

Согрогаїіоп», яка виконує функції регулювання, керування, захисту і контролю, що поєднується з наявною на КС САК А705-15-01М .

Установлений ресурс до заводського ремонту двигуна 25000 годин. Термін служби ДН-80Л - 25 років. Високоякісні матеріали й сплави, використані в конструкції ДН-80Л, забезпечують високу надійність і тривалий термін служби.

Номінальна потужність двигуна при стандартних атмосферних умовах ($T_{ст} = 288 \text{ К}$, $p_{ст} = 101325 \text{ Па}$) складає 25 МВт, а максимальна потужність двигуна при температурі повітря на вході в двигун нижче $T_n = 268 \text{ К}$ складає 30 МВт. Коефіцієнт корисної дії двигуна в станційних умовах на номінальному режимі не менше 34,5%.

В якості паливного газу використовується природний газ, що транспортується і відповідає вимогам ГОСТ 5542-87. Номінальна витрата паливного газу - 5400 кг/год (7648,7 м3/год за стандартних умов), максимальна витрата паливного газу - 6000 кг/год (8498,6 м3/год за стандартних умов), тиск паливного газу становить 29,4 бар. Час нормального запуску ГПА не більше 30 хвилин.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Об'ємна продуктивність нагнітача (при температурі 20 С і тиску 101325 Па) становить 47 млн. м3/добу. Кінцевий тиск газу при виході з нагнітаючого патрубку 63 бар, а мінімальний тиск газу при вході в всмоктувальний патрубок 4,7 бар. Температура газу при виході з нагнітаючого патрубку 42 С. Номінальна частота обертання ротора нагнітача 5200 об/хв.

ВЦН типу 650 являє собою повнонапірну двоступеневу відцентрову машину, яка призначена для паралельної схеми роботи на КС. Нагнітач змонтований на рамі разом з допоміжним обладнанням і первинними датчиками і являє собою транспортно-монтажний блок.

Відцентровий нагнітач слугує для стиснення природного газу і його перекачки по МГ.

Корпус нагнітача виготовляється з високоякісних конструкційних сталей. Корпус зварно-литий, який закривається з торцевих сторін кришками, які кріпляться до корпусу шпильками.

Ротор нагнітача зборної конструкції має кований вал і ковану основу коліс на яких фрезеруються лопатки спірального типу. Лопатки закриваються кришками, які кріпляться клепковим або зварним з'єднанням. Колеса надійно з натягом насаджені на вали і кріпляться шпонками. Кожний ротор складається з необхідного числа коліс, шийок під опорні підшипники, упорного диску під упорний підшипник, диску реле осьового зміщення, спеціальних виступів і буртів під ущільнення і муфти для з'єднання з ротором силової турбіни (СТ).

Перед кожним колесом передбачено вхідний конфузор типу равлик. Ця конструкція асиметричної форми за рахунок якої газ направляється в колеса нагнітача. На виході з кожного колеса встановлено вихідні дифузори, де газ стискається. Колесо нагнітача з обох сторін ущільнюється.

Вібро- і термодатчики нагнітача мають зовнішню установку.

Нагнітач має автономну мастильну систему. Приводом насоса ущільнення є вал нагнітача, а насоса змащення -СТ.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

Всі нагнітачі з приводом від ГТД забезпечують стійку роботу в діапазоні частот обертання 0,7 - 1,05 від номінальної.

Система захисту, керування, контролю сигналізації і автоматичного регулювання є спільними для приводу та нагнітача.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		13

2 РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

2.1 Розрахунок термогазодинамічних параметрів

Початкові дані

Середовище – природний газ згідно ГОСТ 23194-93;

Потужність приводу 18 МВт;

Кінцевий тиск 6,3 МПа;

Відношення тисків 1,35;

Початкова температура 315 К;

Частота обертання ротора 5200 об/хв

Склад газу в масових частках

Метан 0,9863%

Етан 0,00124%

Пропан 0,0023%

Н-бутан 0,0001%

Азот 0,0101%

Параметри газу на вході в компресор:

Параметри газу взяті з [14]

Початковий тиск $P_{вх} = 4,67$ МПа;

Початкова температура $T_{вх} = 315$ К;

Коефіцієнт стисливості $z = 0,92$;

Густина $\rho_{вх} = 29,25$ кг/м³;

Теплоємність $c_{рвх} = 2,527$ кДж/(кг · К);

Показник адіабати $k = 1,335$;

Ентальпія $h = 1624,2$ кДж/кг;

Ентропія $s = 9,669$ кДж/(кг · К).

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Параметри газу на виході з компресора:

Кінцевий тиск $P_{\text{вих}} = 6,3$ МПа;

Кінцева температура $T_{\text{вих}} = 346$ К;

Коефіцієнт стисливості $z = 0,8778$;

Густина $\rho_{\text{вих}} = 35,92$ кг/м³;

Теплоємність $c_{p\text{вих}} = 2,638$ кДж/(кг · К);

Показник адіабати $k = 1,363$;

Ентальпія $h = 1686,3$ кДж/кг;

Ентропія $s = 9,689$ кДж/(кг · К).

Визначення середніх температурних значень процесу:

Коефіцієнт стисливості:

$$z = \frac{z_{\text{нс}} + z_{\text{кс}}}{2} = \frac{0,92 + 0,8778}{2} = 0,8989$$

Ізобарна теплоємність:

$$c_p = \frac{c_{p\text{нс}} + c_{p\text{кс}}}{2} = \frac{2,527 + 2,638}{2} = 2,5825$$

Показник адіабати:

$$k = \frac{k_{\text{нс}} + k_{\text{кс}}}{2} = \frac{1,335 + 1,363}{2} = 1,349$$

Визначення даних для розрахунку

Температура на виході:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{1}{\sigma}},$$

$$T_{\text{вих}} = 315 \cdot (1,35)^{\frac{1}{3,188}} = 346 \text{ К.}$$

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Політропна функція:

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n,$$
$$\sigma = \frac{1,335}{1,335-1} \cdot 0,8 = 3,188.$$

Початковий тиск в компресорі:

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\beta} = \frac{6,3}{1,35} = 4,67.$$

Потужність компресора:

$$N_{\text{к}} = N_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{q}},$$
$$N_{\text{к}} = 18 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 16,93 \text{ МВт.}$$

$\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД (0,97-0,98);

η_{q} - коефіцієнт зовнішнього теплообміну (0,95-0,99).

Масова витрата

$$\bar{m} = \frac{N_{\text{к}}}{\Sigma(H_{\text{вих}} - H_{\text{вх}})} = \frac{16,93 \cdot 10^3}{1686,3 - 1624,2} = 272,62 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна продуктивність:

$$\bar{V} = \frac{\bar{m}}{\rho_{\text{вх}}}$$
$$\bar{V} = \frac{272,62}{29,25} = 9,32 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 559,22 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

2.2 Варіантний розрахунок

Початковими даними для розрахунків є продуктивність компресора \bar{m} , тиск p_n і температура T_n газу на вході в компресор, ступінь підвищення тиску в секціях, фізичні параметри робочого середовища – показник адіабати k , газова стала R , теплоємність C_p .

Розрахунок виконується послідовно. Коефіцієнт витрати φ_{r2} , політропний ККД η_n , $1 + \nu_{mp} + \nu_{pr}$, число лопаток z_2 в залежності від ν_{l2} приймаються за даними табл. 1 [3].

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Оптимальний варіант вибирається на основі порівняльного аналізу зазначених параметрів, виходячи з технічних вимог, яким повинен відповідати компресор.

Габарити і маса компресора будуть тим менше, чим менше діаметр робочих коліс D_2 і число ступенів. Частота обертання визначає тип підшипників і приводів. Окружна швидкість робочих коліс визначає рівень напружень в деталях ротора. Менші значення U_2 дозволяють використовувати більш дешеві матеріали для виготовлення ротора.

ККД компресора залежить від рівня чисел Маха M_{W1} і M_{c1} , значень b_2 і β_{l2} . Чим нижче значення чисел Маха, тим імовірніше досягнення великих ККД. Зменшення значень β_{l2} часто призводить до зростання ККД. Діапазон значень є 0,08–0,02.

Таблиця 1.1 – Оптимальні параметри ступенів

β_{l2} , град	φ_{r2}	η_p	$1+\beta_{mp}+\beta_{pr}$	Z_2
22,5	0,14 – 0,16	0,82 – 0,84	1,06	9 – 11
32	0,16 – 0,18	0,81 – 0,85	0,05	12 – 16
45	0,22 – 0,26	0,81 – 0,85	1,04	20 – 24
60	0,26 – 0,3	0,8 – 0,84	1,03	24 – 26
90	0,28 – 0,34	0,79 – 0,82	1,02	26 – 30

Результати розрахунку наведені в додатку А. В результаті розрахунку обираємо варіант з кутом нахилу лопаток 32°.

2.3 Розрахунок робочих коліс

Докладний розрахунок робочих коліс відцентрового компресора без про-проміжного охолодження проводиться після варіантного розрахунку за методичними вказівками [4]. Так само як і при варіантному розрахунку, робочі колеса є уніфікованими в межах проектного компресора. У відповідності до цієї умови, всі робочі колеса мають однаковий зовнішній діаметр D_2 , однакову геометрію лопаток решіток у радіальній площині і розрізняються між собою величиною меридіональної ширини b_2 , при цьому зменшення цієї величини від колеса до колеса здійснюється паралельним перенесенням покривного диска. Зменшення площі на вході в друге і наступні колеса для компенсації зменшення об'ємної витрати газу досягається за рахунок збільшення діаметра втулки коліс d_{em} при незмінній величині діаметра розточки покривного диска D_0 .

Розрахунок робочих коліс (рис. 1.1) необхідно починати з визначення взаємопов'язаних між собою величин: діаметра валу під робочими колесами d_v і першої критичної частоти обертання ротора $n_{кр}$. Для жорсткого ротора зазвичай рекомендують співвідношення $(n_{кр}/n) = 1,22...1,25$.

Після визначення d_v , задаючись величиною $\Delta d_{em} = d_{em} - d_v$, слід визначити діаметр втулки першого колеса d_v , а також його відносну величину $\bar{d}_{em} = d_{em}/D_2$. У зв'язку зі зменшенням втрат енергії лопаткової решітки колеса не рекомендується, щоб вона перевищувала величину 0,35. Для того щоб змінити величину d_{em} у вихідних даних слід задати нові значення коефіцієнта $K_{кр}$ і величини Δd_{em} .

Товщина лопаток колеса δ вибирається залежно від його зовнішнього діаметра і способу виготовлення. Для коліс, у яких з'єднання дисків з лопатками здійснюється за допомогою пайки або зварювання

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$\delta = (0,006...0,012)$ м. Більше значення вибирають для коліс з великим діаметром D_2 .

У процесі розрахунку необхідно здійснювати контроль і аналіз отриманих результатів. Ряд параметрів колеса не повинні виходити за межі рекомендованих значень.

У кінці розрахунку кожного робочого колеса визначається кут атаки потоку на вході в решітку i_1 . Його величина не повинна перевищувати $\pm 3^\circ$ [3].

Так як розрахунок ведеться на ЕОМ, то вищезгадані параметри контролюються програмним шляхом. Результати розрахунку наведені в додатках Б і В.

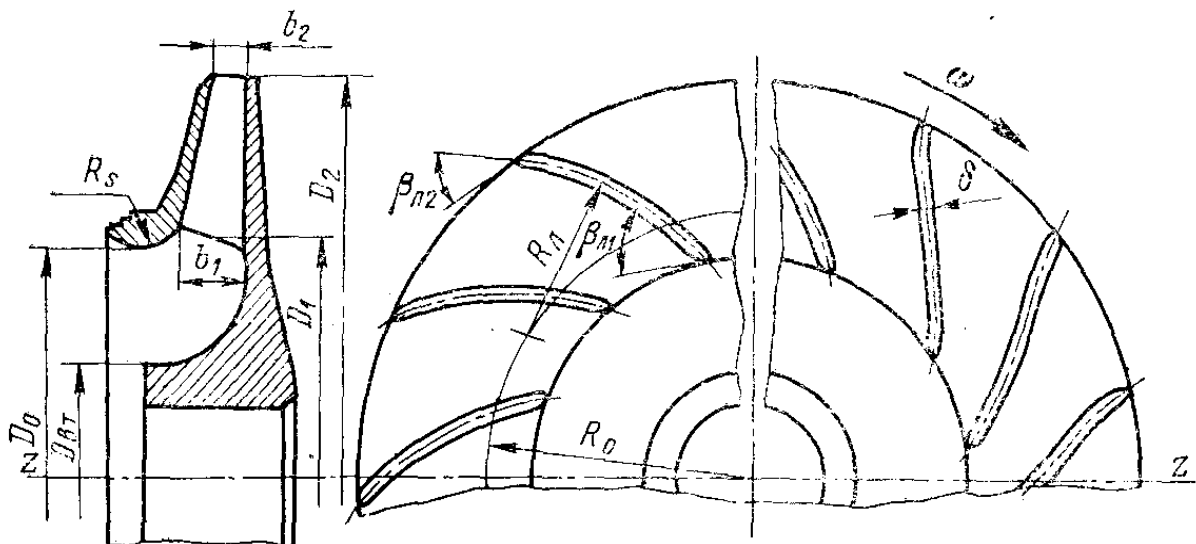


Рисунок 1.1 – Схема і основні розміри робочого колеса

2.4 Розрахунок лопаткового дифузору

Доцільність вибору типу дифузора у відцентровому компресорі визначається двома факторами: по-перше, величиною кута потоку газу між

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		19

абсолютною та коловою швидкостями на виході з робочого колеса α_2 , по-друге, умовами роботи компресора [5].

Безлопаткові дифузори, як правило, рекомендують застосовувати при значеннях кутів $\alpha_2 \geq 20^\circ$. В інших випадках для зниження втрат тертя необхідне застосування лопаткових або каналних дифузорів.

Перевагами БЛД є простота конструкції і можливість забезпечення більш широкої порівняно із ЛД зони робочих режимів ступеня компресора. Вплив безлопаткового дифузора на процес течії газу в робочому колесі є найменшим серед усіх трьох типів.

Окрім самостійного використання, БЛД є складовою частиною як лопаткового, так і каналного дифузорів.

Недоліками БЛД є більші радіальні габарити і менші значення максимального коефіцієнта корисної дії, ніж у лопаткових дифузорів. Найбільш поширеними є БЛД, створені плоскими паралельними в радіальному напрямку стінками корпусу, тобто БЛД із сталою шириною ($b_3 = b_4 = \text{const}$).

У лопаткових дифузорах між паралельними стінками корпусу (дисками) розміщені профільовані лопатки (рис. 1.2).

Переваги ЛД випливають із недоліків БЛД. Ступені з лопатковими дифузорами мають порівняно з іншими найменші радіальні габарити та найбільші значення максимальних ККД на номінальному режимі. Водночас ускладнюється конструкція компресора, звужується діапазон стійких режимів роботи.

У випадку, коли відцентровий компресор працює у вузькому діапазоні витрат поблизу розрахункового режиму, краще застосовувати ступені з ЛД. При цьому можна очікувати ККД вищий на 2 – 4 %, ніж при використанні БЛД.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

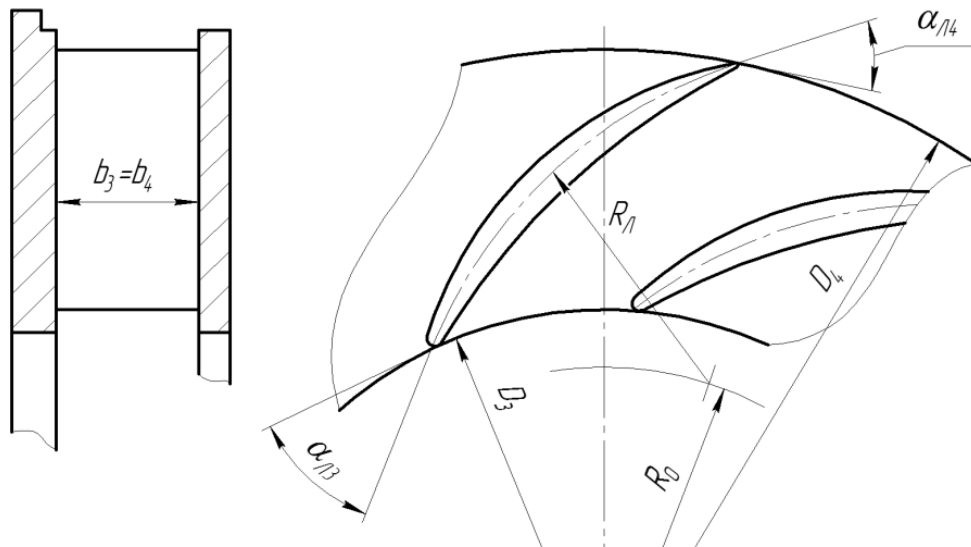


Рисунок 1.2 – Схема колової ґратки лопаткового дифузора

Розрахунок дифузора необхідно виконувати, виходячи з результатів розрахунку робочого колеса відповідного ступеня компресора.

Залежно від значення кута α_2 і умов роботи компресора вибираємо тип конструктивного виконання дифузора – БЛД.

Початковими даними для розрахунку безлопаткового дифузора є: кількість ступенів у секції Y , коефіцієнт теоретичного напору ψ_{T2} , колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 , абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса c_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , кут потоку газу між абсолютною та коловою швидкостями на виході з РК α_2 , теплоємність робочого газу при сталому тискові c_p , газова стала R , температура газу на вході в компресор $T_{вх}$, коефіцієнт стиснення газу τ , густина газу на вході в компресор $\rho_{вх}$, газодинамічна функція $\sigma = \eta_n \cdot [k/(k-1)]$, коефіцієнт кінематичної в'язкості газу на вході $\nu_{вх}$.

Для кожного ступеня задаються:

– значення коефіцієнта $k_u = b_3/b_2$;

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- величина відносного діаметра на виході із БЛД $\bar{D}_4 = D_4 / D_2$;
- величина діаметра на вході в дифузор D_3 ;
- ширина робочого колеса b_2 ;
- величина збільшення температури потоку в РК $\Delta T_{вх-2}$.

Величину коефіцієнта k_u для ступеня з безлопатковим дифузором, як правило, беруть близькою до одиниці для середньовитратних ступенів із $\bar{b}_2 = 0,03 - 0,06$.

Для високовитратних ступенів із $\bar{b}_2 \geq 0,06$ беруть $k_u = 0,75 - 0,8$. У випадку застосування ступенів із малою відносною шириною РК $\bar{b}_2 \leq 0,03$ беруть $k_u = 1,1 - 1,3$. І, нарешті, для дуже маловитратних ступенів із $\bar{b}_2 \leq 0,01$ потрібно брати $k_u \geq 2$.

Величина відносного діаметра \bar{D}_4 вибирається для БЛД із діапазону $1,4 - 2,0$. Спочатку береться найменше значення $\bar{D}_4 = 1,4$ і виконується розрахунок параметрів потоку в дифузорі. Якщо значення швидкості на виході з дифузору c_4 буде значно більше, ніж c_0 , необхідно збільшити значення \bar{D}_4 і повторити розрахунок. Значення діаметра D_4 обмежене розміром корпусу компресора.

Величина діаметра D_3 для БЛД вибирається, як правило, таким чином $D_3 = (1 - 1,1) \cdot D_2$. $D_3 = D_2$ береться для ступенів із $b_3 = b_2$. Чим більше k_u відрізняється від 1, тим більшим береться співвідношення D_3/D_2 [5].

Початкові дані і результати розрахунку наведені в додатках Г та Д.

2.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату

Зворотні напрямні апарати (ЗНА) служать для підведення потоку газу з дифузора проміжного ступеня в робоче колесо наступного ступеня. Відомі два основних типи ЗНА: каналний і лопатковий.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Зворотний напрямний апарат лопаткового типу складається з трьох елементів: поворотного коліна, кругової решітки нерухомих лопаток і кільцевого коліна. Раціональне проектування всіх елементів ЗНА має важливе значення, так як через велику протяжність робочих каналів і численні повороти, втрати енергії в апараті майже такі ж, як у дифузори.

До особливостей роботи зворотного напрямного апарату, встановленого після лопаткового дифузора, слід віднести: по-перше, крокову нерівномірність потоку, по-друге, ту обставину, що в широкому діапазоні робочих режимів за продуктивністю кут натікання потоку на лопатки ЗНА залишається незмінним. Середня лінія лопаток ЗНА виконується, як правило, за дугою кола. Кут виходу потоку з лопатки решітки ВОНА зазвичай прагнуть зробити рівним $\alpha_6=90^\circ$. Тому з урахуванням кута відставання потоку $\Delta\alpha =0...5^\circ$ лопаткові кути α_6 рівні $90...95^\circ$.

Лопатки ЗНА виконані змінної товщини (з потовщенням в середній частині). Для зниження втрат рекомендується товщину вихідних кромek лопаток приймати, можливо, меншою. Оптимальне значення відносної густоти решітки ЗНА приблизно дорівнює $(L/t)_{opt} = 2,1...2,2$. Ця величина використовується у формулі Еккера для обчислення числа лопаток.

Для визначення меридіональної ширини на вході в решітку ЗНА можна приймати $K_v=b_5/b_4=1,0...1,2$ [6].

Величина діаметра на вході до лопаткової решітки ЗНА вибирається рівною діаметру виходу з дифузора D_4 . Величина діаметра D_6 на виході з ЗНА визначається в залежності від величини діаметра входу в колесо наступного ступеню $D_{o_{i+1}}$ і ширини каналу b_6 .

Результати розрахунку наведені в додатку Е.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.6 Розрахунок збірної камери

Кільцева збірна камера відноситься до нерухомих елементів компресора. Вона служить для збору газу, що виходить з дифузора кінцевого ступеня і відведення його в нагнітальний трубопровід. До проточної частини збірної камери висувають ряд суперечливих вимог: мінімальні габарити; мінімальні втрати енергії в широкому діапазоні режимів роботи; технологічність конструкції. Одночасно виконувати ці вимоги неможливо, тому для кожної конкретної конструкції і умов роботи будуть свої оптимальні розміри проточної частини кільцевої камери. Невдалий вибір параметрів кільцевої камери може привести до помітного (на 3...5%) зниження ККД компресора. Відведення потоку, як правило, здійснюється тангенціально, оскільки при цьому забезпечується менший рівень втрат в порівнянні з радіальним патрубком.

Ефективність роботи збірної камери також залежить від форми її поперечного перерізу. Найбільш досконалими є збірні камери з поперечним перерізом у вигляді кола. Однак через технологічні складнощі така форма збірної камери застосовується переважно в малих турбокомпресорах з литим корпусом і вертикальним роз'ємом.

У промислових відцентрових компресорах найбільш часто застосовують згорнуті набік збірні камери прямокутного перетину з тангенціально спрямованим патрубком і неповним роздільним ребром.

Послідовність розрахунку збірної камери описана В. Ф. Рісом.

Спочатку необхідно визначити геометричні розміри камери. Для цього використовують залежність [7]:

$$\frac{b_{cp}}{h_k} = \frac{6,44 \cdot (b_n / D_k) \cdot \operatorname{tg} \alpha_4}{(1 - D_{em} / D_k) \cdot \lg(D_k / D_{em})},$$

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де α_4 – кут між абсолютною і окружною швидкостями в перерізі 4–4 (на виході з дифузора).

Для розрахунку коефіцієнта втрат кільцевої камери використовується наступна формула:

$$\xi_{4-к} = 1 - 0,5 \frac{f_n}{f_k} \cdot \sin(2 - \alpha_4) + (0,33 + K_\phi \cdot A_c) \cdot \left(\frac{f_4}{f_k}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha_4,$$

де f_4 – площа перерізу 4–4 на виході з дифузора, м;

K_ϕ – поправка на форму перерізу, яка може бути визначена графічно;

A_c – коефіцієнт, що визначається за формулою

$$A_c = 0,017 + 0,138 \cdot \left(\frac{D_k - D_{вн}}{D_k + D_{вн}}\right)^{0,75}.$$

Далі, використовуючи дані, отримані при розрахунку дифузора кінцевого ступеня, виконуємо розрахунок параметрів потоку у вихідному перерізі кільцевої камери.

Так як розрахунок виконаний на ЕОМ, то визначення величин $D_k/D_{вн}$, K_ϕ здійснюється програмним шляхом за допомогою інтерполяції.

Аналіз результатів розрахунку зводиться, перш за все, до визначення зручності конструювання кільцевої камери у проектуваному компресорі. Шляхом побудови конструктивної схеми перевіряється забезпечення мінімальних габаритів (перш за все радіальних розмірів D_k і $D_{вн}$).

Для покращення структури течії у кільцевій камері і, відповідно, зниження втрат у ній, рекомендують установку козирка на вході в камеру. Радіус заокруглення при цьому приймають рівним $r_c = 0,075 \cdot D_2$. Геометричну дифузорність ділянки проточної частини між перерізами 4–4 і 5–5 рекомендують вибирати в межах $f_5/f_4 = 1...2$. Осьова частина ділянки 4–5 в районі розташування тангенціально вихідного патрубку вирізається, щоб не створювати додаткової перешкоди на шляху потоку газу.

Результати розрахунку наведені в додатку Ж.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.7 Розрахунок осьових сил у компресорі

Думміс (розвантажувальний поршень) розташований на валу після останнього робочого колеса компресора. Тиск газу у задуммісній порожнині менше тиску газу перед думмісом. Різниця цих тисків призводить до створення на думмісі сили, яка зменшує осьову силу, що діє на ротор [8].

Розрахунок проводиться за програмою «Shnepp», вихідні дані і результат розрахунку знаходяться в додатку И.

2.8 Розрахунок робочого колеса на міцність

Визначення радіальних і тангенціальних напруг в основному диску виконують методом двох розрахунків. При цьому довільний профіль диска замінюють ступінчастим, складеним з ряду ділянок постійної товщини [9].

Диск довільного профілю необхідно замінити ступінчастим, складеним з N ділянок постійної товщини. Число ділянок для колеса приймаємо рівним 10. Товщину ділянки в ступінчастому профілі вибираємо так, щоб лінія істинного профілю перетинала вертикальну лінію сходинки посередині її висоти. Розрахунок проводиться на ЕОМ.

Результат розрахунку наведено в додатку К.

Еквівалентні напруги у небезпечному перерізі в першому наближенні можна порахувати за теоремою Піфагора. В даному випадку небезпечний переріз буде при діаметрі 380 мм.

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\tau^2 + 2\sigma_r \cdot \sigma_\tau} = \sqrt{78^2 + 62^2 + 2 \cdot 78 \cdot 62} = 140 \text{ МПа}.$$

За отриманими напругами з марочника сталей вибираємо леговану сталь 40Х ГОСТ 4543-71. Дана сталь застосовується для виготовлення осей, валів, плунжерів, штоків, кілець, деталей підвищеної міцності. Важко зварюється. Способи зварювання: РДЗ, ЕШЗ. Необхідні підігрів і подальша

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

термообробка. КТС – необхідна подальша термообробка. Механічні характеристики: $\sigma = 780\text{МПа}$, $\delta_5 = 12\%$.

Руйнування настає тоді, коли найбільші напруги досягають межі міцності

$$\sigma_1 = \sigma_6 = 780\text{МПа}.$$

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

Відцентрові компресори працюють з великою частотою обертання вала, тому під час експлуатації особливу увагу приділяють підшипникам і масляним системам. Машиніст, який обслуговує відцентрові компресори, дотримується загальних правил експлуатації: виконання всіх робіт тільки за розпорядженням начальника зміни або старшого по зміні, ознайомлення із записами в змінному журналі перед підготовкою відцентрового компресора до пуску, обов'язковий запис часу пуску і зупинки із зазначенням її причини.

Кожен вид відцентрового компресора має свої особливості експлуатації, які ми й розглянемо.

Під час підготовки газо- і повітродувки до пуску необхідно увімкнути пусковий (допоміжний) масляний насос, перевірити надходження оливи в усі змащувальні точки, наявність, справність і під'єднання вимірювальних приладів і регульовальних пристроїв, пустити воду або іншу рідину на гідравлічні ущільнення, пустити воду на охолодження підшипників і в мастилоохолодильник, повернути за напівмуфту ротор і переконатися в легкості його обертання. Перед пуском засувки на всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах мають бути закриті, а засувка в атмосферу або пусковий трубопровід - відкрита. Газодувки, що стискають і переміщують вибухонебезпечні гази, перед пуском після тривалих зупинок потрібно продутити азотом або іншим інертним газом. Одночасно до пуску необхідно підготувати привід - турбіну або електродвигун.

Після пуску газо- і повітродувки вхолосту перевіряють надходження мастила і технічний стан підшипників, особливо наполегливих,

прослуховують корпус і кінцеві ущільнення. У разі повної справності машини відкривають засувку на всмоктувальному трубопроводі і піднімають тиск до допустимого значення, прикривши засувку на пусковому

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

трубопроводі. Потім перевіряють роботу турбомашини під навантаженням і переводять її для роботи в систему, одночасно відкриваючи нагнітальну засувку і прикриваючи засувку на пусковому або скидному трубопроводах. Працювати газо- і повітродувки повинні на режимі, що відповідає найбільшому ККД, найменшому споживанню потужності і в стійкій зоні.

Обслуговування газо- і повітродувок полягає в спостереженні за змащувальною системою, подачею води на підшипники і гідравлічні ущільнення, показаннями вимірювальних приладів, а також у регулюванні заданого режиму роботи агрегату.

Для виведення повітро- або газодувки із зони нестійкої роботи необхідно прикрити дросельну заслінку у всмоктувальній трубі і відкрити випускний клапан.

Машиніст повинен записувати в змінний журнал через певні проміжки часу основні показники роботи агрегату.

Машину зупиняють після виведення її з системи, поступово прикривши засувку на лінії нагнітання і одночасно відкривши засувку на пусковому трубопроводі. Потім вимикають двигун і вмикають пусковий мастилонасос. Після зупинки на короткий час агрегат приводять у дію.

Для кожного компресорного агрегату розроблено докладні інструкції з догляду та обслуговування. Підготовку до пуску і пуск компресора проводять, як правило, помічник машиніста, машиніст і старший електрик під керівництвом начальника зміни і під контролем начальника або механіка цеху.

Під час підготовки компресора до пуску перевіряють наявність, підключення та справність контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики, рівень мастила в мастилобаці, технічний стан фільтрів, справність пускового мастилонасоса, надходження мастила в підшипники та редуктор,

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

зовнішній технічний стан компресора, особливо з'єднувальних муфт, справність засувки на нагнітальному трубопроводі.

Після цього випускають вологу, що накопичилася в газовій частині холодильників, відкривають повністю засувку на "свічку" або пусковий трубопровід, засувки на підведенні і скиданні води проміжних холодильників, масляного холодильника, вмикають охолодження електродвигуна.

Якщо відцентровий компресор має привід від синхронного електродвигуна і парової або газової турбіни, то для пуску їх готують одночасно. Прогрівають парю або газом підвідні трубопроводи і турбіни. Старший електрик готує до пуску електродвигун. З дозволу начальника зміни включають у роботу пусковий маслосос компресора. Поступово пускають пару або газ у турбіну. За невеликої частоти обертання ротора прослуховують слуховою трубкою циліндри, підшипники, редуктор і кінцеві ущільнення. Коли ротор турбіни досягне синхронної частоти обертання, вмикають синхронний електродвигун.

Через 15 с зупиниться пусковий маслосос, оскільки включиться в роботу основний маслосос. Відкривають засувку на всмоктувальному трубопроводі і ретельно перевіряють роботу агрегату вхолосту.

Завантажують компресор, повністю відкривши дросельну заслінку або поворотні лопатки на дифузори. Закривши засувки "на свічку" або пусковому трубопроводі, встановлюють необхідний тиск. Під час цих операцій стежать за навантаженням електродвигуна за амперметром, за розрідженням на лінії всмоктування і осьовим зсувом за манометром після думміса. У багатьох компресорах для визначення неприпустимого осьового зсуву встановлюють звукову і світлову сигналізацію.

Після завантаження компресора знову прослуховують роботу циліндрів, підшипників, особливо напольгиво-опорних, редуктора, думміса, кінцевих

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ущільнень, перевіряють, чи немає сторонніх шумів або скреготу, значного підвищення температури.

У разі повної справності компресора його переводять на роботу в систему, поступово відкриваючи засувку на нагнітальному трубопроводі і закриваючи засувку на пусковому трубопроводі. Машиніст зобов'язаний заблокувати електродвигун пущеного компресора із загальною схемою аварійного блокування цеху.

Обслуговування компресора, що працює, полягає в регулюванні режиму за показаннями приладів, спостереженні за тиском і температурою за щаблями, роботою змащувальної системи і системи охолодження циліндрів, ущільнень, підшипників і редукторів, у веденні змінного журналу.

Машиніст повинен утримувати в справному стані антипомпажні пристрої, знати, за якого режиму з'являються ознаки помпажу. Якщо відсутній антипомпажний клапан і виявлено ознаки помпажу, викликані підвищенням тиску на лінії нагнітання, слід знизити тиск, відкривши клапан на пусковому трубопроводі, а якщо помпаж викликаний малим навантаженням, навантажити компресор і надлишок газу скинути в пусковий трубопровід. Необхідно періодично продувати газовий простір проміжних холодильників, щоб видалити конденсат, що накопичується.

Компресор зупиняють машиніст, черговий електрик за вказівкою і в присутності начальника зміни, повідомивши про це змінний персонал суміжних відділень і цехів.

Для зупинки компресора необхідно: відключити компресор від колектора нагнітання і перевести його на роботу в пусковий трубопровід, розблокувати електродвигун і розпочати розвантаження компресора, повністю відкрити клапан виходу газу в пусковий колектор, поступово закривати поворотні лопатки напрямних апаратів або дросельну заслінку (після чого автоматично вмикають пусковий маслonaсос) і натисканням

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

кнопки "Стоп" вимкнути електродвигун. За наявності турбіни перекрити клапан подачі на неї газу або пари.

Машиністу слід визначити і записати в журнал час від моменту вимкнення двигунів до повної зупинки ротора. Якщо ротор обертається менше визначеного в інструкції часу, то це вказує на пошкодження вкладишів підшипників або ущільнень. Для рівномірного охолодження підшипників слід прокачувати масло пусковим насосом не менше 20 хв після вимкнення приводу. Потім зупиняють пусковий маслонасос, закривають засувки на лінії всмоктування, надходження води в маслоохолодильник, проміжні холодильники і холодильник електродвигуна. Далі оглядають і очищають компресорний агрегат.

Вібрація компресора - легка вібрація вала, "свербіж" на підшипниках і деяких місцях корпусу - здебільшого відбуваються через збільшення зазорів між шийкою вала і вкладкою підшипника або викришування бабіту вкладок, тобто через тривалу роботу, неякісну заливку вкладок і забруднення мастила. Вібрація може бути викликана також неправильним центруванням у муфтових з'єднаннях. У цьому разі треба перевірити центрування і зробити його точнішим.

Сильна вібрація відцентрового компресора спостерігається під час роботи його в зоні помпажу. Якщо немає антипомпажних пристроїв або вони несправні, то для виходу із зони помпажу вживають заходів, зазначених в інструкції з обслуговування компресора.

Неспокійний хід компресора може бути викликаний заїданням у лабіринтових ущільненнях ротора або великими відкладеннями в них бруду. Треба зупинити компресор, розкрити його, очистити лабіринти, підшабрити лабіринтові кільця, а якщо вони виявляться пошкодженими, то замінити. Вібрація компресора виникає також через значний прогин вала або невірноваженість ротора внаслідок його забруднення, нерівномірної корозії,

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

обриву лопаток робочого колеса та інших причин. Необхідно розкрити компресор, виправити вал і відбалансувати ротор.

Зниження продуктивності компресора, поступове підвищення кінцевої температури стисненого газу і охолоджувальної води, що виходить, відбуваються з таких причин: збільшення опору в холодильниках через забивання газової частини брудом, зменшення подачі охолоджувальної води або підвищення її температури на вході, забруднення трубок холодильника. Необхідно з'ясувати причину скорочення подачі води і вжити заходів до її усунення. У разі забивання холодильників слід зупинити компресор, розібрати й очистити холодильники.

Поява стиснутого газу у водяних порожнинах може бути наслідком порушення герметичності ущільнень, пошкодження розвальцьовування трубок у трубних решітках холодильника. Треба зупинити компресор, замінити прокладки, у разі порушення герметичності холодильника обпресувати його, установити місця пошкоджень і усунути їх. Надмірне нагрівання підшипників спричиняють:

потрапляння в мастило води й утворення під час проходження її через масляний насос емульсії, яку виявляють за посиленою появою піни в мастилобаку і скидних масляних трубопроводах. Вода в мастилi знижує його в'язкість і може призвести до розплавлення бабіту у вкладишах підшипника. Вода потрапляє в мастило через нещільності сальника і під час ушкодження розвальцьовування трубок у мастилоохолоджувачі, а також у тому разі, коли тиск охолоджувальної води більший за тиск мастила. Слід замінити мастило й усунути дефекти, що спричинили пропуск води в мастило;

недостатнє охолодження оливи в олихохолодильнику, внаслідок чого олія виходить із нього з температурою вище 40°C. Для поліпшення охолодження оливи в маслохолодильнику збільшують кількість води, що надходить, або додають у систему свіжу воду з нижчою температурою. Якщо

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

температура оливи не знижується, то очищають від бруду і накипу водяний простір оливоохолодильника;

потрапляння в мастило піску, який утворює на шийці вала і поверхні вкладишів подряпини і задирки. Порушується нормальне змащування підшипників, що призводить до виплавлення бабіту й аварійного стану компресора. Пісок може потрапити в оливу одразу після монтажу мастильної системи з погано очищених оливопровідних труб, камер підшипників і фасонних виливків оливопроводів. Пісок і пил потрапляють у разі недбалого заповнення масляного бака маслом і ремонту маслосистеми. Для усунення цього дефекту всю маслосистему і підшипники розбирають, промивають і продувають. Масло фільтрують або пропускають через сепаратор - центрифугу. Задирки на шийках вала шліфують;

недостатній діаметр отвору діафрагми або перекриття отвору для підведення оливи до вкладиша підшипника, внаслідок чого знижується підведення оливи і відбувається нагрівання підшипника. Слід збільшити діаметр отвору діафрагми й усунути неточність збігу отворів у корпусі підшипника і вкладиша;

недостатні зазори між шийкою вала і поверхнею вкладишів. Не забезпечується потрапляння необхідної кількості мастила між шийкою і вкладишами. Треба розібрати підшипники і розточити бабітову поверхню вкладишів або підшипник перезалити і обробити під необхідний розмір.

Значне підвищення температури і тиску під час стиснення вибухонебезпечних газових сумішей, запилення повітря і забруднення його продуктами розкладання оливи можуть призвести до пожеж вибухів на компресорних установках. Мастила при високій температурі розкладаються, виділяючи водень, граничний і ненасичений вуглеводні, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші.

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Тому машиніст під час експлуатації компресорних установок зобов'язаний ретельно стежити за тиском і температурою газу за ступенями. Щит управління на робочому місці машиніста має бути добре освітлений, щоб чітко було видно шкали манометрів, показання електроприладів і сигнальні прилади компресора. На компресорній установці можна працювати тільки в тому разі, коли всі контрольні- вимірювальні прилади та засоби автоматики, захисту і сигналізації справні.

Для захисту від розряду статичної електрики компресори, апарати і трубопроводи ретельно заземлюють.

Витік стискуваних газів через нещільності може призвести до підвищення концентрації вибухонебезпечних і отруйних газів. Витік газів у приміщення автоматично реєструється газоаналізаторами. Якщо концентрація газів у приміщенні перевищує допустиму норму, машиніст зобов'язаний доповісти про це начальнику зміни, вдягнути відповідний протигаз і вжити заходів для усунення пропуску газів, а в разі значних витоків зупинити компресор.

Машиніст на робочому місці повинен перебувати у відповідному спецодязі, знати розташування, будову і застосування засобів пожежогасіння, користуватися як переносним освітленням тільки вибухонебезпечною переносною лампою напругою до 12 В, мати біля пускового щита гумовий килимок.

Машиністові забороняється: виконувати ремонт в апаратах, комунікаціях і вузлах машини, що перебувають під тиском; ремонтувати рухомі частини компресора і двигуна на ходу, електрообладнання; регулювати затягування пружин на пружинних запобіжних клапанах і вантажів на важільних; залишати на робочому місці відкритими прорізи, тунелі, люки та інші небезпечні місця, на компресорі і двигуні - механізми, які рухаються або обертаються; перебувати на робочому місці без головного убору і спецодягу.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Важливе значення для безпечної експлуатації компресорних установок має суворе дотримання встановлених термінів перевірки контрольно-вимірювальних приладів, своєчасний переогляд посудин, якісне і своєчасне проведення технічних оглядів і планово-попереджувальних ремонтів.

3.1. Вплив викидів забруднюючих речовин на навколишнє середовище та людину

Забруднення - привнесення в довкілля, а також виникнення в ньому нових, зазвичай не характерних для цього природного середовища фізичних, хімічних або біологічних речовин, що завдають шкоди людині, флорі й фауні [15].

Забруднення оксидами вуглецю та азоту відбувається за рахунок спалювання природного газу в КЗ ГТД та підігрівачів паливного газу.

Щорічно вміст СО₂ в атмосфері збільшується за рахунок антропогенних джерел. Значний вплив це явище має на глобальному рівні. Підвищення вмісту СО₂ в атмосфері є однією з причин виникнення парникового ефекту, що призводить до підвищення температури на планеті [15].

Якщо вплив діоксиду вуглецю СО₂ проявляється на глобальному рівні, то вплив монооксиду вуглецю СО проявляється на локальному рівні.

СО впливає на стан навколишнього середовища опосередковано. Сам по собі він не володіє сильнішим парниковим ефектом ніж СО₂, але вступаючи в реакцію з ОН-групою в атмосфері створюється вуглекислий газ СО₂ парниковий ефект якого значно більший, що в свою чергу збільшує концентрацію метану, який проявляє ще сильніший парниковий ефект [15].

Діоксиди азоту також згубно впливають на рослини. Окрім того, що за високої концентрації можливі кислотні дощі також вони можуть пригнічувати ріст деяких рослин за довгочасної дії при концентрації 470-1880 мкг/м³ [15].

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Екологічна небезпека локального і регіонального забруднення атмосфери оксидами азоту полягає в тому, що вони здатні розчинятися в атмосферних опадах з утворенням азотної кислоти і проливатися на земну поверхню у формі кислотних дощів. В результаті проходження кислотних дощів закисляються ґрунти [15].

Будь-які забруднюючі атмосферне повітря речовини спричиняють негативний вплив на здоров'я людини. Потрапляючи в організм, переважно через систему дихання, великі частинки радіусом 0,01-0,1 мкм осідають там, від цього страждають органи дихання. Частинки, що проникли в організм людини, спричиняють токсичний ефект, бо вони:

- токсичні - за своєю хімічною або фізичною природою;
- слугують перешкодою для механізму очищення дихальних шляхів;
- слугують носієм поглиненої організмом ядовитої речовини.

Трапляються випадки коли забруднюючі речовини в комбінації один з одним призводять до більш серйозних розладів здоров'я, ніж при окремому впливу кожного з них. Значну роль відіграє тривалість впливу. За допомогою статистичного аналізу вдалось досить точно встановити залежність між рівнем забруднення повітря і захворюваннями дихальних шляхів такими, як ураження верхніх дихальних шляхів, серцева недостатність, бронхіт, астма, пневмонія та інші. Різке підвищення концентрації домішок, що зберігається протягом декількох днів, збільшує смертність людей похилого віку від респіраторних і серцево-судинних захворювань. У грудні 1930 у долині річки Маас (Бельгія) на протязі трьох днів відзначалось значне забруднення повітря, в результаті чого захворіло сотні людей, а 60 чоловік померли. У січні 1931 році в районі Манчестера (Великобританія) сильне задимлення спостерігалось на протязі дев'яти днів, що стало причиною смерті 592 людей. Дуже відомими стали випадки сильного забруднення атмосфери Лондона, що спричинило безліч смертей. Так у 1873 році в Лондоні несподівано померло 268 жителів.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Результатом сильного задимлення в поєднанні з туманом, в період з 5 до 8 грудня 1852 року, були смерті більше 4000 людей. У січні 1956 року близько 1000 лондонців загинули в результаті тривалого задимлення. Велика частина тих, хто помер несподівано, страждали від бронхіту, емфіземи легенів або серцево-судинними захворюваннями. Всі ці події безумовно є результатом впливу викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря. Серед найбільш токсичних речовин виділяють оксид вуглецю CO, оксид сіри SO₂ і сірний ангідрид SO₂ та оксид азоту NO₂ [15].

Перевищення гранично допустимої концентрації CO спричиняє фізіологічні зміни в організмі людини, а концентрація більше 750 мг/л призводить до смерті. Пояснюється це тим, що CO є агресивним газом і легко з'єднується з гемоглобіном. При з'єднанні утворюється карбоксигемоглобін, рівень вмісту в крові якого супроводжується:

- різким погіршенням зору і здатності оцінювати тривалість інтервалів часу;
- порушенням психомоторних функцій головного мозку (за вмісту 2-5%);
- зміною діяльності серця і легенів (за вмісту в крові більше, як 5%);
- головними болями;
- сонливістю;
- спазмами;
- порушеннями дихання.

Але вплив оксиду вуглецю залежить не лише від концентрації, а також від часу перебування в загазованому оксидом повітрі. Так наприклад за концентрації 10-50 мг/л, що досить часто спостерігається в атмосфері площ і вулиць великих міст, за перебування 50-60 хв відмічаються наступні порушення погіршення зору і здатності оцінювати тривалість інтервалів часу,

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

за часу перебування від 8-12 год до 6 тижнів - зміна діяльності серця і легенів. Спазми, порушення та втрата свідомості спостерігаються за концентрації CO 200 млн'1 і за часу перебування 1-2 год виконуючи важку роботу та 3-6 год у стані спокою. Але на щастя процес утворення карбоксигемоглобін оборотний після припинення вдихання CO і процес виведення з крові у здорової людини кожні 3-4 год зменшується в два рази [15].

Найбільш шкідливий вплив на людину спричиняє діоксид сірки SO₂ і сірчаний ангідрид SO₃ у поєднанні зі зваженими частками і вологою. Запах SO₂ не відчувається до концентрації 0,3-1 млн'1, а при концентрації понад 3 млн'1 має гострий дратівливий запах, безбарвний і негорючий. Суміш діоксиду сірки SO₂ з твердими частинками та сірчаною кислотою призводить до збільшення симптомів утрудненого дихання та хвороб легенів за середньорічного вмісту 9,04-0,09 млн'1 та концентрації диму 150-200 мкг/м³, а за середньодобового вмісту 0,2-0,5 млн'1 і концентрації диму 500-750 мкг/м³ спостерігається різкий ріст числа хворих і смертельних випадків. За концентрації SO₂ 0,3-0,5 млн'1 на протязі кількох днів наступає хронічне ураження листя рослин, а також голок сосни [15].

Оксиди азоту, які за участю ультрафіолетової сонячної радіації поєднуються з вуглеводнями, утворюють пероксиацетилнітрат (ПАН) та інші фотохімічні окислювачі такі як пероксибензоїлнітрат (ПБН), озон, перекис водню.

Ці окислювачі - основні складові фотохімічного смогу, повторюваність якого велика в сильно забруднених містах, що розташовуються в низьких широтах північної і південної півкулі.

Оцінка швидкості фотохімічних реакцій, що призводять до утворення ПАН, ПБН і озону, показує, що в ряді південних міст колишнього Радянського Союзу влітку в обідні години (коли великий приплив ультрафіолетової радіації)

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ці швидкості перевершують значення, починаючи з яких відзначається утворення смогу.

Коричневий відтінок смогу обумовлений наявністю в складі ПАН діоксиду азоту і йодистого калію. За значної концентрації він випадає на землю у вигляді клейкої речовини і згубно діє на рослин. Дія окислювачів, а насамперед ПАН і ПБН, на організм людини виражається в сильному подразненні та запаленні очей, а в комбінації з озоном подразнюють носоглотку та призводять до спазмів грудної клітини, а за високої концентрації (більше за 3-4 мг/м³) викликають сильний кашель та значно послаблюють можливість зосередитись [15].

Серед інших речовин, що мають значний вплив на людина можна виділити азбест, адже встановлено, що у людей які працюють з ним значно

підвищена вірогідність виникнення онкологічних захворювань бронхів і діафрагми, що розділяє грудну клітину та черевну порожнину. Не менш згубно па здоров'я людини впливає берилій. Він також може викликати онкологічні захворювання дихальний шляхів, а також шкіри та очей. Пари ртуті викликають порушення роботи центральної верхньої системи і нирок. Оскільки ртуть може накопичуватися в організмі людини, то в кінцевому підсумку її вплив призводить до розладу розумових здібностей. У зв'язку з постійним забрудненням, в містах постійно зростає число хворих, що страждають на захворювання такі, як хронічний бронхіт, емфізема легенів, різні алергічні захворювання та рак легенів [15].

Забруднення навколишнього середовища оксидами вуглецю CO, азоту NO₂ має негативні наслідки, як для людини так і для середовища в якому вона живе. Для забезпечення нормального життя та збереження навколишнього середовища безумовно необхідно контролювати викиди оксидів та робити стандарти, що нормують кількість викидів більш жорсткими. З цією метою визначимо кількість викидів оксидів азоту та вуглецю і економічно оцінимо

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

екологічні збитки від забруднення атмосфери підігрівачем паливного газу «Факел» «ПГ-30».

3.2. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори, які можуть впливати на працівників компресорної станції

Залежно від часу і інтенсивності впливу на працівника, виробничі фактори можуть бути небезпечними або шкідливими [16].

При миттєвій дії фактор стає небезпечним, а при тривалому впливі — шкідливим.

Небезпечним називають виробничий фактор, вплив якого на організм працюючого у відповідних умовах праці може призвести до травм або іншого раптового, різкого погіршення стану здоров'я.

Шкідливим називають виробничий фактор, вплив якого на організм працюючого може призводити в певних умовах до захворювання або зниження рівня працездатності.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються за природою дії на групи [16]:

- фізичні;
- хімічні;
- біологічні;
- психофізіологічні.

Визначимо фактори, що відносяться до наведених груп, які можуть виникати в умовах роботи на КС. До фізичних небезпечних і шкідливих факторів можна віднести [16]:

- рухомі машини і механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- підвищена або понижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- підвищена або понижена вологість повітря;
- підвищена або понижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена або понижена рухомість повітря;
- гострі кромки, шорсткість на поверхні заготовок, інструменту;
- підвищене значення напруги в електричному колі;
- підвищений рівень статичної напруги.

Хімічні небезпечні і шкідливі фактори, що можуть діяти на технічний персонал в умовах роботи на КС [16]:

- за характером дії на організм - токсичні, подразнюючі;
- за шляхом проникнення в організм людини - через органи дихання, через шкіряні покриви і слизові оболонки.

До психофізіологічних небезпечних і шкідливих факторів можна віднести наступні фактори [16]:

- фізичні перевантаження - статичні, динамічні;
- нервово-психічні перевантаження - розумові перенавантаження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

3.3 Вплив шкідливих факторів на людину та конструктивні рішення і заходи зменшення їх впливу

Мікроклімат виробничого приміщення здійснює суттєвий вплив на стан організму працівника, його працездатність. Мікрокліматом називають клімат внутрішнього середовища виробничого приміщення, який визначається температурою, відносною вологістю, рухом повітря та тепловим

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

випромінюванням нагрітих поверхонь, що в сукупності впливають на тепловий стан організму людини [16].

Людина постійно перебуває в тепловій взаємодії з виробничим середовищем під час виконання трудової діяльності. Якщо мікрокліматичні умови нормальні, то температура тіла працівника буде постійною (36,6°C), завдяки терморегуляції. Залежно від фізичного навантаження працівника кількість тепла, що утворюється в організмі буде змінюватись, а рівень тепловіддачі залежить від мікрокліматичних умов виробничого приміщення.

В основному віддача тепла з організму людини відбувається за рахунок випромінювання і випаровування вологи з поверхні шкіри. Тепло віддаватиметься за рахунок випромінювання тим більше чим нижча температура повітря і швидкість його руху. При високій температурі значна частина тепла втрачається випаровуванням поту. Втрачаючи піт організм втрачає також воду, вітаміни, мінеральні солі тому і зневоднюється, порушується обмін речовин. Саме через це працівники «гарячих» цехів забезпечуються газованою підсоленою водою [16].

Вологість повітря істотно впливає на віддачу тепла випаровуванням. Віддача тепла буде зменшуватись, тому що утруднюється випаровування через високу вологість. Зниження вологості покращує процес тепловіддачі випаровуванням. Проте занадто низька вологість викликає висихання слизових оболонок дихальних шляхів [16].

Рівень тепловіддачі з поверхні шкіри конвекцією і випаровуванням визначає рухомість повітря. Збільшенню віддачі тепла організмом, у жарких виробничих приміщеннях, сприяє рух повітря за температури рухомого повітря до 35°C. З підвищенням температури рухоме гаряче повітря саме буде віддавати своє тепло тілу людини, викликаючи його нагрівання.

Переохолодження організму викликає рухоме повітря при низькій температурі. Різкі коливання температури в приміщенні, яке продувається

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

холодним повітрям (протягом), значно порушують терморегуляцію організму і можуть викликати простудні захворювання.

Хоча і можливості організму пристосуватись до метеорологічних умов значні, проте не безмежні. Для людини, що знаходиться у стані спокою

верхньою межею терморегуляції прийнято вважати 30-31 °С за відносної вологості повітря 85% чи 40 °С при відносній вологості 30%. Ця межа буде значно нижча при виконанні фізичної роботи . Так, при виконанні важкої роботи теплова рівновага зберігається при температурі повітря 12-14 °С.

Отже, для нормального теплового самопочуття людини важливе певне співвідношення температури, відносної вологості і швидкості руху повітря.

Основним нормативним документом, що визначає параметри мікроклімату виробничих приміщень є санітарні норми ДСН 3.3.6.042-99.

Чистота повітря являється необхідною складовою для створення нормальних умов виробничої діяльності, адже в повітря можуть надходити різноманітні шкідливі речовини, як наслідок виробничої діяльності [16].

Вони можуть проникати в організм, як через органи дихання так і через органи травлення, а також шкіру та слизові оболонки. Пари, газо- та пилоподібні речовини потрапляють в організм через дихальні шляхи, а рідкі речовини потрапляють до організму переважно через шкіру. Під час ковтання або при внесенні брудними руками їжі до рота шкідливі речовини потрапляють до шлунково-кишкових шляхів.

Шкідливі речовини потрапивши в організм можуть викликати гострі або хронічні отруєння. Тяжкість отруєння залежатиме від токсичності речовини, її кількості, часу дії, шляху проникнення, метеорологічних умов, індивідуальних особливостей організму. Результатом одноразової дії великих доз шкідливих речовин будуть гострі отруєння (чадний газ, метан, сірководень). Результатом тривалої дії невеликих концентрацій шкідливих речовин (свинець, ртуть, марганець) будуть хронічні отруєння. Розподіл шкідливих речовин, що

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

потрапили в організм буде нерівномірним. Найбільше свинцю накопичиться в кістках, фтору в зубах, марганцю в печінці.

Порушення здоров'я людини, при потраплянні шкідливих речовин, відбуватиметься лише у тому випадку, коли їхня кількість в повітрі перевищуватиме граничну для кожної речовини величину.

Шкідливі речовини за ГДК поділяються на чотири класи [16]:

- 1-й клас - речовини надзвичайно небезпечні, ГДК менше 0,1 мг/м³(свинець, ртуть, озон);
- 2-й клас - речовини високо небезпечні, ГДК 0,1-1.0 мг/м³ (кислоти сірчана та соляна, хлор, фенол і т.д.);
- 3-й клас - речовини помірно небезпечні, ГДК 1,1-10,0 мг/м³ (вінілацетат, толуол, ксилол, спирт метиловий);
- 4-й клас - речовини мало небезпечні, ГДК більше 10,0 мг/м³ (аміак, бензин, ацетон, гас).

До заходів боротьби з забрудненням повітря на виробництві та захисту працюючих включають [16]:

- вилучення шкідливих речовин з технологічних процесів, заміна шкідливих речовин менш шкідливими і т. п.;
- вдосконалення технологічних процесів та устаткування (застосовування замкнених технологічних циклів, неперервних технологічних процесів);
- автоматизація і дистанційне управління технологічними процесами та обладнанням, що виключає, безпосередній контакт працюючих з шкідливими речовинами;
- герметизація виробничого устаткування, робота технологічного устаткування під розрідженням, локалізація шкідливих виділень за рахунок місцевої вентиляції;

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- нормальне функціонування систем опалення, загальнообмінної вентиляції, кондиціонування повітря, очистки викидів в атмосферу;
- контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- використання засобів індивідуального захисту.

Світло відіграє одну з ключових ролей серед чинників зовнішнього середовища, що впливають на організм людини в процесі праці. Вплив світла відбувається не лише на функцію зору, а й на діяльність організму в цілому: посилюється обмін речовин, збільшується поглинання кисню і виділення вуглекислого газу [16].

Через недостатню або надмірну освітленість, нерівномірність освітлення в полі зору настає втома очей, що призводить до зниження продуктивності праці при цьому зростає потенційна небезпека помилкових дій і нещасних випадків. Надто яскраве джерело світла може стати причиною головного болю, різі в очах, розладу гостроти зору, а світові відблиски можуть бути причиною тимчасового засліплення.

Основні вимоги, які висуваються до виробничого освітлення, що сприяло б зоровій роботі, виключало б швидку втомлюваність очей, виникнення професійних захворювань, нещасних випадків та сприяло б підвищенню продуктивності праці та якості продукції є [16]:

- створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає характеру зорової роботи і не є нижчою за встановлені норми;
- не повинно бути засліплюючої дії, як від самих джерел освітлення, так і від інших предметів, що знаходяться в полі зору;
- забезпечити достатню рівномірність та постійність рівня освітленості у виробничих приміщеннях, щоб уникнути частотої переадаптації органів зору;
- не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней (особливо рухомих);

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- повинен бути достатній, для розрізнення деталей, контраст поверхонь, що освітлюються;
- не створювати небезпечних та шкідливих виробничих факторів (шум, теплові випромінювання, небезпечне ураження струмом, пожежо- та вибухонебезпека світильників);
- повинно бути надійним і простим в експлуатації, економічним та естетичним.

Звуковими коливаннями називають акустичні коливання, що лежать в діапазоні частот 16-20000 Гц. Людське вухо з нормальним слухом здатне сприйняти їх [16].

Для молодшої здорової людини порогове значення слуху складає 0 дБ при частоті 1000 Гц. Так як вухо людини менш чутливе до низькочастотних звуків, то поріг слухового відчуття при частоті 100 Гц буде вищим.

Больовим порогом називають звук з інтенсивністю 140 дБ, відповідає звуковому тиску 200 Па та інтенсивності 100 Вт/м². Звуковий тиск у понад 120 дБ називають порогом дискомфорту (біль у вусі). Шум з рівнем звукового тиску 30-35 дБ взагалі не турбує людину, а підвищення рівня до 40-70 дБ спричиняє значне навантаження на нервову систему, що призводить до погіршення самопочуття, зниження продуктивності. При тривалому впливу шуму інтенсивністю понад 75 дБ може виникати погіршення слуху. Дія шуму рівнем понад 140 дБ може викликати розрив барабанних перетинок, контузію, а при дії шуму понад 160 дБ може настати смерть. Величини шуму на робочих місцях регламентуються ДСН 3.3.6-037-99 [16].

Зменшення впливу шуму на людину повинно забезпечуватись розробкою і впровадженням більш шумобезпечної техніки, застосуванням будівельно- акустичних методів, застосуванням засобів індивідуального захисту.

Негативний вплив на людину здійснює вібрація [16].

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Характер та ступінь поширення коливань по тілу людини визначається їх частотою, амплітудою, тривалістю дії, площею контакту тіла людини та джерела вібрації, місцем прикладання та напрямком вібраційного впливу, демпферними властивостями тканин.

Вплив вібрації на людину:

- подразнювальний;
- зміщення органів;
- деформації тканин та клітин окремих органів.

Наслідками впливу вібрації є:

- зниження працездатності;
- порушення функцій центральної нервової системи;
- порушення функцій опорно-рухового апарату;
- порушення функцій статевих органів.

3.4 Пожежо- і вибухонебезпека при роботі на компресорній станції

Система автоматичного пожежогасіння експериментального стенду входить у блок забезпечення обладнання (відсік пожежогасіння).

Система автоматичного пожежогасіння забезпечує пожежний захист відсіків камери згоряння, відцентрового нагнітача, паливної системи і котла (автоматичний, ручний з відсіку пожежогасіння та дистанційний з

операторної). Спосіб гасіння пожежі — об'ємний, вогнегасна речовина — двоокис вуглецю CO₂.

Майданчик експериментального приміщення передбачено обладнати системою автоматичного газового пожежогасіння простір під фальшполом приміщення електрощитової ВЕБа.

Для автоматичного виявлення і гасіння осередків пожежі в підпідлоговому просторі електрощитової запроектована централізована

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

автоматична установка газового пожежогасіння (АУГП). Спосіб гасіння пожежі — об'ємний.

Розрахункова маса газової вогнегасної речовини CO₂ — 150 кг.

Після спрацювання основного запасу газової вогнегасної речовини (ГВР), у разі повторного займання або невиконання АУГП свого завдання, батареї резервного запасу ГВР готові до негайного застосування.

Батареї газового пожежогасіння розміщуються в окремому приміщенні станції пожежогасіння у ВЕБі. Кімната пожежогасіння відділена від інших приміщень протипожежними перегородками 1-го типу і перекриттям 3-го типу і має окремий вихід.

В кімнаті пожежогасіння передбачений телефон.

На вході в приміщення станції встановлюється світлове табло «КІМНАТА ПОЖЕЖОГАСІННЯ».

Для контролю за масою CO₂ в балонах в кімнаті пожежогасіння передбачені контрольні ваги.

Установка автоматичного пожежогасіння має дистанційний і місцевий пуск і знаходиться в режимі автоматичного цілодобового чергування.

Автоматичний пуск установки газового пожежогасіння передбачається від пожежних сповіщувачів, які встановлені в об'ємах, що захищаються, із затримкою випуску газової вогнегасної речовини на час, необхідний для евакуації людей і зупинки вентиляційного обладнання, але не менше за 30 с.

Продування трубопроводів і колекторів АУГП здійснюється стисненим повітрям від балону повітряного переносного.

Для видалення залишків вогнегасної речовини з об'ємів, що захищаються, після спрацювання АУГП передбачений димовсмоктувач переносний пожежний, який встановлюється в кімнаті пожежогасіння.

Трубопроводи газового пожежогасіння монтуються зі сталевих безшовних труб і фарбуються емаллю ПФ-133 червоного кольору з

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

нанесенням виду речовини, що транспортується, цифрами: вуглекислий газ — 5.4.

3.5 Інструкція з техніки безпеки оператора компресорної станції

До самостійної роботи оператором КС допускаються особи у віці не молодше 18 років, які у навчальному закладі отримали професію оператор КС та за станом здоров'я можуть бути допущені до вказаної роботи. Перед допуском до самостійної роботи, після отримання вступного інструктажу, первинного інструктажу, попереднього спеціального навчання з питань охорони праці, перевірки знань з охорони праці, яка проводиться за екзаменаційними білетами, перевірки вмінь та навичок безпечного виконання робіт, оператор КС повинен пройти безпосередньо на робочому місці стажування протягом 2-15 змін (залежно від стажу, досвіду і характеру роботи) під керівництвом досвідченого кваліфікованого оператора КС. Допуск до самостійної роботи здійснюється при позитивних результатах стажування, перевірки вміння та навичок безпечного виконання робіт [16].

Робота оператора МГ полягає у здійсненні контролю за надійною та економічною роботою газопроводів, компресорних станцій (КС), газорозподільних станцій (ГРС) у межах ЛВУМГ; веденні добових відомостей, в яких позначається тиск і температура на вході та виході КС, кількість газоперекачувальних агрегатів, які знаходяться у резерві та ремонті; тиск газу на вході та виході ГРС, відомості з обходу траси газопроводів лінійними обхідниками, тиск газу на трасі газопроводу, відомості про роботу установок електрозахисту; з'ясуванні причин і термінів змін режимів роботи газопроводів, КС і ГРС [16].

Оператор КС повинен знати вимоги з охорони праці, передбачені даною інструкцією, інструкціями за видами робіт та інструкціями заводів-

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

виготовлювачів з експлуатації обладнання, що використовується у роботі; властивості шкідливих та отруйних речовин; правила поводження з метанолом, одорантом та конденсатом; план локалізації та ліквідації можливих аварійних ситуацій і аварій на лінійній частині трубопроводу та порядок збору аварійної бригади; схему виклику лінійних обхідників, операторів ГРС та працівників виробничих служб, які виїхали для виконання робіт на лінійну частину МГ; правила внутрішнього трудового розпорядку [16].

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		51

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія турбокомпресорів : навч. посіб. / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : СумДУ, 2014.
2. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: навчальний посібник / М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008.
3. Калінкевич, М.В. Зворотні напрямні апарати відцентрованих компресорів [Текст] : навч. посіб. / М.В. Калінкевич, А.М. Калашніков. - Суми : СумДУ, 2010. - 128 с.
4. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування "Термогазодинамічний розрахунок робочого колеса відцентрового компресора" з курсу "Проектування турбомашин" : зі спец. "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка для студ. денної форми навчання / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008.
5. Методичні вказівки до практичних занять і курсового проектування на тему «Розрахунок дифузорів відцентрового компресора / укладачі: М. В. Калінкевич, Є. М. Олада, Д. Є. Олада. – Суми : Сумський державний університет, 2016.
6. Калінкевич, М.В. Проектування відцентрового компресора на основі характеристик модельних ступенів [Текст]: навч. посіб. / М.В. Калінкевич. - Суми: СумДУ, 2012. - 80 с.
7. Калінкевич, М.В. Проектування зворотних напрямних апаратів відцентрового компресора [Текст]: навч. посіб. / М.В. Калінкевич, А.М. Калашніков. - Суми: СумДУ, 2011. - 141 с.
8. Методичні вказівки на тему "Розрахунок осьових сил у відцентрових компресорах" : для студ. спец. "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" заочної форми навчання / М. В. Калінкевич, В. М. Довженко. – Суми: СумДУ, 2012.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

9. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування "Розрахунок напруг у робочому колесі відцентрового компресора" з курсу "Проектування турбомашин" : зі спец. "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" для студ. денної та заочної форм навчання / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2009.

10. Бондаренко Г. А., Бага В. М. Основи проектування турбокомпресорів: навч. посіб. Суми: Сумський державний університет, 2022. 203 с.

11. Бондаренко Г. А. Основи сучасної методології наукових досліджень енергетичних машин [Текст]: навч. посіб. / Г.А. Бондаренко, В.М. Бага. — Суми: СумДУ, 2020. — 101 с.

12. Бондаренко Г. А. Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 385 с.

13. Федоров, О. Г. Компресорні машини : підручник / О. Г. Федоров, В. І. Мілованов, Д. М. Єременко ; Одеська нац. акад. харчових технологій. — Одеса : Бондаренко М.О., 2017. — 156 с.

14. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. ; за заг. ред. акад. НАН України А. Ф. Булата. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 305 с.

15. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник та ін. ; за ред. В. В. Сокурєнка. — Харків : Харківський нац. ун-т внутр. справ, 2021. — 308 с.

16. Варивода, К. С. Охорона праці в галузі [Електронний ресурс] : підручник / К. С. Варивода, С. І. Горденко. — Переяслав-Хмельницький : Домбровська Я. М., 2019. — 466 с.

					М142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ДОДАТКИ

Додаток А

ВАРІАНТНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Betal2 ,град	22.50	32.00	45.00	60.00	90.00
Fir2	0.150	0.170	0.240	0.280	0.320
Etap	0.830	0.850	0.840	0.820	0.820
Kp	1.060	1.050	1.040	1.030	1.020
Z2	10	15	22	25	28
Tau2	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
RPi	1.350	1.350	1.350	1.350	1.350
Tn ,К	315.00	315.00	315.00	315.00	315.00
Zn	0.899	0.899	0.899	0.899	0.899
R ,Дж/(кг.К)	506.85	506.85	506.85	506.85	506.85
Ср,Дж/(кг.К)	2582.5	2582.5	2582.5	2582.5	2582.5
RK	1.349	1.349	1.349	1.349	1.349
U2p ,м/с	300.00	300.00	300.00	300.00	300.00
Mw1m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Mc2m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Vnn ,м3/хв	559.22	559.22	559.22	559.22	559.22
RN ,об/хв	5200.0	5200.0	5200.0	5200.0	5200.0
Sigma	3.2082	3.2855	3.2469	3.1696	3.1696
DelTs , К	30.888	30.128	30.503	31.283	31.283
Lps ,Дж/кг	59520.6	59454.1	59487.0	59555.1	59555.1
PsiT2	0.5176	0.6170	0.6590	0.7295	0.8878
Psip	0.4554	0.5506	0.5757	0.6161	0.7425
Alfa2 ,град	16.16	15.41	20.01	21.00	19.82
Azvn ,м/с	440.03	440.03	440.03	440.03	440.03
U2w1 ,м/с	594.04	594.04	594.04	594.04	594.04
U2c2 ,м/с	734.83	618.84	564.65	506.82	419.65
IY	2	2	2	2	2
C2 ,м/с	137.77	148.69	159.42	171.78	188.98
U2 ,м/с	255.63	232.35	227.30	219.84	200.25
DelTst ,К	15.444	15.064	15.252	15.641	15.641
Mw11	0.3873	0.3520	0.3444	0.3331	0.3034
Mc21	0.3074	0.3323	0.3565	0.3844	0.4236
D2 ,м	0.9389	0.8534	0.8348	0.8074	0.7355
1-й ступінь:					
T21 ,К	326.77	325.78	325.33	324.93	323.73
Eps21	1.0844	1.0800	1.0752	1.0696	1.0611
B21	0.0899	0.1061	0.0806	0.0768	0.0896
2-й ступінь:					
T22 ,К	342.21	340.85	340.58	340.57	339.37
Eps22	1.2008	1.1975	1.1918	1.1845	1.1755
B22	0.0812	0.0957	0.0728	0.0693	0.0809

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		54

Додаток Б

РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ КОЛІС

Діаметр патрубка	Dpt	=	0.629	м
1-` критична частота обертання	Nkr1	=	3058.8	об/хв
Діаметр вала під робочим колесом	Dv	=	0.193	м
Діаметр розточки покривного диска	D0	=	0.474	м
Діаметр на вході в лоп. решітку	D1	=	0.497	м
Відносний діаметр решітки на вході	D1/D2	=	0.583	
Умовний коефіцієнт витрати першого ступеня	F	=	0.0701	
Коефіцієнт теорет. напору	PsiT2	=	0.6170	
Коефіцієнт внутрішнього напору	Psii	=	0.6478	
Окружна швидкість в перерізі 1-1	U1	=	135.38	м/с
Окружна швидкість в перерізі 2-2	U2	=	232.36	м/с
Відн. швидк. на вході в решітку РК 1 ступ.	W1	=	156.16	м/с
Відношення W1/W2неск.	W1/W2	=	2.09	
Число Маха у відносному русі	Mw1	=	0.356	
Абсолютна швидкість в перерізі 2-2	C2	=	148.70	м/с
Кут лопаток в перерізі 1-1	Beta11	=	29.00	град
Кут між S2 и U2	Alfa2	=	15.41	град
Число лопаток на вході в РК	Z1	=	15	
Число лопаток на виході з РК	Z2	=	15	
Відносна густина лопаткової решітки	L/t	=	2.54	
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в РК	Tau1	=	0.990	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2	=	0.995	
Тиск газу на вході в компресор	Pn	=	4.198	МПа
Радіус середньої лінії лопаток	R1	=	0.4164	м
Радіус кола центрів	R0	=	0.2326	м
Кут нахилу покривного диска	Teta	=	4.00	град

Харак./Ступінь	1	2
Dvt , м	0.208	0.286
ODvt	0.2432	0.3349
C0 , м/с	65.90	75.39
T0 , К	314.2	329.0
Ro0 , кг/м3	29.072	32.299
P0 , МПа	4.161	4.841
C1 , м/с	77.83	89.09
T1 , К	313.8	328.6
Ro1 , кг/м3	29.002	32.212
P1 , МПа	4.147	4.822
T2 , К	325.8	340.8
DelTn2, К	10.785	25.850
Ro2 , кг/м3	31.589	35.028
P2 , МПа	4.689	5.440
B1 , м	0.0781	0.0614
B2 , м	0.0905	0.0739
Beta1 , град	29.90	33.35
I1 , град	0.90	4.35

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

Додаток В

РОЗРАХУНОК ЛОПАТКОВОГО ДИФУЗОРА

ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Число ступенів	Y =	2
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2 =	0.6170
Окружна швидкість на виході з РК	U2 =	232.36 м/с
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2 =	148.70 м/с
Зовнішній діаметр РК	D2 =	0.8534 м
Теплоємність газу за постійного тиску	Cp =	2582.5 Дж/(кг.К)
Газова стала	Rn =	506.85 Дж/(кг.К)
Температура газу на вході в компресор	Tn =	315.0 К
Густина газу на вході в компресор	Ron =	29.250 кг/м3
Коефіцієнт стискуваності газу	Zn =	0.920
Газодинамічна функція	Sigma =	3.2855
Кут між S2 и U2	Alfa2 =	15.41 град
Показник адіабати	K =	1.335
Об'ємна витрата газу на вході в компресор	Vn =	559.22 м3/хв
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЛД	Tau4 =	0.900

Дані/Ступінь	1	2
KU	1.1000	1.1000
OD4	1.500	1.500
D3 , м	0.920	0.920
B2 , м	0.1061	0.0957
DelTn2, К	29.900	33.350
KF	2.000	2.000
Lop	1.50	1.50

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Данн./Ступень	1	2
B3 , м	0.1167	0.1053
C3 , м/с	137.10	137.10
P3 , МПа	5.823	6.016
T3 , К	345.54	348.99
Ro3 , кг/м3	36.139	36.969
Alfa13, град	14.07	14.07
Alfa14, град	20.45	20.45
Alfa4 , град	18.45	18.45
D4 , м	1.280	1.280
C4 , м/с	55.43	60.08
P4 , МПа	5.976	6.172
T4 , К	348.27	351.72
Ro4 , кг/м3	36.795	37.633
Eps4	1.2580	1.2866
Z3	8	8
R1 , м	0.6451	0.6451
R0 , м	0.2282	0.2282
Lo	1.417	1.417

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56

Додаток Г

РОЗРАХУНОК ЗВОРОТНЬОГО НАПРЯМНОГО АПАРАТУ ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Діаметр входу в ЗНА	D5	=	1.500	м
Зовнішній діаметр робочих коліс секції	D2	=	0.853	м
Діаметр розточки покривн.диску РК наст.ступ.	D0	=	0.381	м
Діаметр втулки РК наступного ступеня	Dvt	=	0.335	м
Ширина каналу на виході з дифузора	B4	=	0.1053	м
Товщина лопаток ЗНА	Delta6	=	0.0065	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=	148.70	м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузора	C4	=	60.08	м/с
Кут потоку на виході з дифузора	Alfa4	=	18.25	град
Кут відставання потоку в ЗНА	DAlfa6	=	2.00	град
Оптимальне значення густоти решітки в ЗНА	L/t	=	2.10	
Температура газу на вході в компресор	Tn	=	315.00	К
Температура газу на виході з РК	T2	=	340.80	К
Теплоємність за постійного тиску	Cp	=	2582.5	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході в компресор	Ron	=	29.250	кг/м3
Коефіцієнт стискуваності газу	Zn	=	0.920	
Газова стала	Rn	=	506.85	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=	3.2855	
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=	1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=	1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=	1.000	
Відн.радіус кривизни прост.траєкторії потоку	Rok/B4	=	7.00	

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина каналу ЗНА на вході	B5	=	0.1158	
Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=	0.0215	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=	0.4004	м
Абсолютна швидкість на вході в ЗНА	C5	=	45.59	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=	345.73	м/с
Кут потоку на вході в ЗНА	Alfa5	=	22.03	град
Лопатковий кут на вході в ЗНА	Alfa5	=	22.00	град
Лопатковий кут на виході з ЗНА	Alfa6	=	92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=	0.0097	м
Число лопаток ЗНА	Z6	=	8	
Густина газу на вході в ЗНА	Ro5	=	35.933	кг/м3
Густина газу на виході з ЗНА	Ro6	=	30.743	кг/м3
Температура газу на вході в ЗНА	T5	=	344.68	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=	321.94	К
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=	4.615	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=	0.960	
Коеф. стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=	0.957	
Площа прохідного перерізу на вході в ЗНА	F5	=	0.19627	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=	0.02592	м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=	0.3756	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=	0.4257	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=	0.0321	м

	ORt		Rt		Bt		Alfalt		F		Deltat	
	-		м		м		град		м2		м	
	0.95		0.723		0.111		27.39		0.1878		0.0476	
	0.90		0.695		0.106		31.96		0.1792		0.0748	
	0.75		0.613		0.092		43.26		0.1537		0.1159	
	0.60		0.530		0.078		52.78		0.1281		0.1207	
	0.50		0.475		0.069		58.66		0.1111		0.1112	
	0.40		0.420		0.059		64.39		0.0941		0.0946	
	0.25		0.338		0.045		73.06		0.0685		0.0609	
	0.10		0.255		0.031		82.50		0.0430		0.0242	
	0.05		0.228		0.026		86.06		0.0344		0.0138	

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		57

Додаток Д

ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ЗА МЕТОДИКОЮ В.Ф.РІСА

ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузора	D4	=	1280.0 мм
Кут потоку на виході з дифузора	Alfa4	=	20.5 град
Внутрішній радіус поворотного коліна	rk.k	=	50.0 мм
Радіус закруглень збірної камери	r1	=	50.0 мм
Радіус закруглень збірної камери	r2	=	50.0 мм
Радіус закруглень збірної камери	r3	=	50.0 мм
Ширина на виході з дифузора	b4	=	105.3 мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=	115.8 мм
Швидкість потоку на виході з дифузора	c4	=	60.1 м/с
Окружна швидкість робочого колеса	u2	=	232.4 м/с
Внутрішній напір	Psii	=	0.5510

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	bcp	=	453.7 мм
Висота збірної камери	hк	=	381.6 мм
Внутрішній діаметр	Dвн	=	848.4 мм
Зовнішній діаметр камери	Dк	=	1611.6 мм
Площа перерізу збірної камери	fk	=	0.1715 м ²
Коефіцієнт	A0	=	0.0691
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=	0.4884
Втрати ККД	Delh4	=	0.0296

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Густина газу на виході з СВК	Ro7	=	35.920 кг/м ³
Газодинамічна функція	Eps7	=	1.198
Об'ємна витрата на вході в компресор	Vn	=	559.220 м ³ /хв
Температура газу на виході з дифузора	T4	=	351.720 К
Теплоємність за постійного тиску	Cp	=	2582.50 Дж/(кг.К)
Коефіцієнт стискуваності	Zn	=	0.9200
Газова стала	Rn	=	506.85 Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході з ЗБК	C7	=	45.357 м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T7	=	352.021 К
Тиск газу на виході з ЗБК	P7	=	5.8962 МПа

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток Е

ПОЧАТКОВІ ДАНІ.

- 1 - Ключ. 1 - рахувати осьову силу на думмісі,
0 - не рахувати.
- 0.0965 - радіус вала в ущільненні задум. порожнини, м. [Rвт]
2 - число ступенів компресора (секції), (не більше 10).
272.62 - масова продуктивність компресора, кг/с.[m]
232.36 - окружна швидкість на радіусі R2, м/с. [U2]
5.8962 - тиск газу в задуммісній порожнині або за
лабіринтним ущільненням останнього ступеня, МПа.[Pд]
0.4267 - зовнішній радіус робочого колеса, м. [R2]

P2 [N] [МПа]:	4.689	5.440
P0 [N] [МПа]:	4.161	4.841
ρo2 [N] [кг/куб.м.]:	31.589	35.028
C0 [N] [м/с]:	65.90	75.39
Rлп [N] [м]:	0.4164	0.4164
Rлр [N] [м]:	0.2326	0.2326
Ro [N] [м]:	0.1163	0.1163
Zп [N] [шт]:	15	15
Zр [N] [шт]:	15	15
hп [N] [м]:	0.00040	0.00040
hр [N] [м]:	0.00040	0.00040
Psi T2 [N]:	0.6170	0.6170
μю п [N]:	1.25	1.25

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ [Н]:

1-й Ступінь.

- | | |
|-----------------------------------------------|----------------|
| 1. Основна складова осьової сили: | T0 = -380510.3 |
| 2. Додаткова осьова сила на покривному диску: | Tп = 15410.3 |
| 3. Додаткова осьова сила на робочому диску: | Tр = 13200.3 |
| Сумарна осьова сила на колесі 1-го ступеня: | Ts = -351899.7 |

2-й Ступінь.

- | | |
|-----------------------------------------------|----------------|
| 1. Основна складова осьової сили: | T0 = -446438.5 |
| 2. Додаткова осьова сила на покривному диску: | Tп = 17304.3 |
| 3. Додаткова осьова сила на робочому диску: | Tр = 16465.6 |
| Сумарна осьова сила на колесі 1-го ступеня: | Ts = -412668.6 |

- | | |
|-----------------------------------------|----------------|
| Сумарна осьова сила за всіма ступенями: | Ts = -764568.3 |
| Осьова сила на думмісі: | Tд = 829675.3 |
| Сумарна осьова сила на роторі: | Ts = 65107.0 |

					M142 10.00.00.00 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток Ж

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

модуль пружності матеріалу, МПа

D, м	b, м	SRS, МПа	STS, МПа	SR, МПа	ST, МПа
210.0	76.0	0.00	0.00	-20.00	452.34
235.0	34.0	20.05	410.79	44.81	418.22
250.0	18.5	61.54	406.83	113.11	422.30
350.0	14.0	150.35	338.18	198.67	352.67
440.0	13.2	180.28	325.26	190.48	328.32
480.0	12.3	176.40	348.79	190.02	352.87
540.0	11.4	165.75	366.02	178.84	369.95
640.0	10.4	127.76	364.39	140.05	368.07
740.0	9.5	76.24	383.50	83.73	383.50
853.0	8.5	0.00	404.25	0.00	404.25

$u = -70.812515 \text{ мкм}$

