

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

підпис, дата

Кваліфікаційна робота бакалавра
зі спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"
освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг
обладнання хімічних виробництв"

Тема роботи: Холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів хладону-12

Виконав:
студент групи ХМдн-74п
Небрат Володимир Григорович

підпис

Залікова книжка
№ _____

Кваліфікаційна робота бакалавра
захищена на засіданні ЕК

з оцінкою _____

" ____ " _____ 20__ р.

Підпис голови
(заступника голови) комісії

Керівник:
канд. техн. наук, доцент

Яхненко Сергій Михайлович

підпис, дата

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Кафедра хімічної інженерії

Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування"
Освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг обладнання хімічних виробництв"

Курс 4 Група ХМдн-74п

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Студенту Небрату Володимиру Григоровичу

1 Тема роботи: Холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів хладону-12

2 Вихідні дані: Розробити апарат повітряного охолодження (АПО) для конденсації парів хладону-12. Продуктивність апарату 220 т/добу. Хладон-12 потрапляє в АПО при температурі конденсації під тиском 0,6 МПа. Температура атмосферного повітря становить 10°C.

3 Перелік обов'язкового графічного матеріалу (аркуші А1):

1. Технологічна схема холодильної установки – 1,0 арк.
2. Складальне креслення апарату повітряного охолодження – 1,0 арк.
3. Складальне креслення дифузору – 1,0 арк.

4 Рекомендована література: 1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : СумДУ, 2019. – 32 с.; 2. Бахмат Г. В. Аппараты воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях / Г. В. Бахмат, Н. В. Еремин, О. А. Степанов. СПб. : Недра, 1994. – 512 с.

5 Етапи виконання кваліфікаційної роботи:

Етапи та розділи проектування	ТИЖНІ				
	1	2,3	4,5	6,7	8
1 Вступна частина	x				
2 Технологічна частина		xx			
3 Проектно-конструкторська частина			xx		
4 Розробка креслень				xx	
5 Оформлення записки					x
6 Захист роботи					x

6 Дата видачі завдання

жовтень 2020 р.

Керівник

підпис

доц. Яхненко С.М.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 44 с., 10 рис., 1 додаток, 16 джерел.

Графічні матеріали: технологічна схема холодильної установки, складальне креслення апарату повітряного охолодження, складальне креслення дифузору – усього 3 аркуші графічної частини формату А1.

Тема кваліфікаційної роботи: «Холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів хладону-12».

У роботі наведено опис технологічної схеми холодильної установки. Розглянуто теоретичні особливості процесу конденсації парогазових сумішей, вивчено конструкцію та принцип дії апарату повітряного охолодження типу АПГ, обґрунтовано вибір конструкційних матеріалів для виготовлення основних деталей та вузлів апарату, наведено їх фізико-механічні та технологічні властивості. Виконано технологічний і конструктивний розрахунки процесу і апарату, вибрано допоміжне обладнання. Проведеними перевірочними розрахунками на міцність та герметичність підтверджено механічну надійність проєктованого апарату. Окремим розділом представлена організація монтажних і ремонтних робіт. У розділі «Охорона праці» проведено аналіз небезпеки ураження людини в існуючих електричних мережах.

Ключові слова: УСТАНОВКА, ХЛАДОН-12, КОНДЕНСАЦІЯ, ПОВІТРЯ, ОРЕБРЕННЯ, МОНТАЖ, РЕМОНТ, РОЗРАХУНОК, УРАЖЕННЯ, ЕЛЕКТРИЧНА МЕРЕЖА.

Зміст

	С.
Вступ	5
1 Технологічна частина	7
1.1 Опис технологічної схеми холодильної установки	7
1.2 Теоретичні основи процесів повітряного охолодження	8
1.3 Опис конструкції апарату повітряного охолодження та вибір основних конструкційних матеріалів	14
2 Технологічні розрахунки процесу і апарату	17
2.1 Технологічні розрахунки	17
2.2 Конструктивні розрахунки	24
2.3 Розрахунок аеродинамічного опору трубного пучка	26
2.4 Розрахунок та вибір допоміжного обладнання	27
3 Розрахунки апарату на міцність та герметичність	29
4 Монтаж та ремонт апарату	33
4.1 Монтаж апарату	33
4.2 Ремонт апарату	35
5 Охорона праці	38
Список використаних джерел	43
Додаток – Специфікації до графічної частини	

						XI.T.00.00.00 ПЗ								
	Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Апарат повітряного охолодження Пояснювальна записка			Літ.		Лист	Листів		
	Розроб.	Небрат							к	р	б	4	44	
	Перев.	Яхненко												
	Т. контр.													
	Н. контр.													
	Затв.	Склабінський				СумДУ, ХМдн-74п								

Вступ

Існує багато різновидів холодильних машин, які можна класифікувати за принципом роботи таким чином:

- парокompресійні;
- холодильні абсорбери та пароежектори;
- повітряно-розширювальні.

Холодильні агрегати і установки призначені для штучного зниження і підтримання низької температури нижче температури навколишнього середовища від 10°C і до мінус 153°C в заданому охолоджуваному об'єкті. Теплообмінна апаратура становить досить значну частину технологічного обладнання в холодильній промисловості. Більшу частину теплообмінних апаратів складають конденсатори і холодильники. Використання для зазначених цілей апаратів із водяним охолодженням пов'язано зі значними витратами води та, як наслідок, із великими експлуатаційними витратами. Саме для таких цілей і застосовуються апарати повітряного охолодження (АПО) [1].

Хладон-12 (CF₂Cl₂) – це безбарвний газ, який має специфічний запах і відноситься до групи хлорфторвуглеців. На даний час це один із найбезпечніших в експлуатації, а тому і найбільш розповсюджених холодоагентів. Він не є вибухонебезпечним, але за температури більше 330°C розкладається і утворює хлорид водню, фтористий водень і отруйний газ фосген. Хладон-12 характеризується підвищеною плинністю, яка сприяє його проникненню через найдрібніші пори. Наприклад, він легко проходить навіть через пори чавуну. Завдяки своїй високій плинності холодильні масла R12 проникають в усі деталі, і прискорюють їх зношення при терті. У разі коли об'ємної частки холодоагенту в повітрі більше 30 % може спостерігатися дефект кисню. R12 не проводить електричний струм, погано розчинний у воді, але розчиняється в маслі [2].

Хладон-12 застосовують в одноступеневих холодильних механізмах, кондиціонерах, повітроохолоджувальних холодильних машинах, в побутових хо-

лодильниках. Він також використовується у якості газового діелектрика, розчинника чи пароутворювача при отриманні пінопластів [3].

Дана кваліфікаційна робота являє собою комплексний навчально-дослідний та практичний проект, який виконано у відповідності до методичних вказівок [4] із представленням усіх регламентованих розділів.

									Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ХІ.Т.00.00.00 ПЗ				6

1 Технологічна частина

1.1 Опис технологічної схеми холодильної установки

У повітряних холодильних установках у якості одного з робочих тіл використовується повітря. Необхідне, для охолодження холодильної камери, зниження температури повітря досягається в цих установках у результаті швидкого його розширення, при якому час на теплообмін обмежений, і робота в основному відбувається за рахунок внутрішньої енергії, у зв'язку з чим температура робочого тіла падає.

Технологічна схема типової холодильної установки з повітроохолоджувачем і конденсатором повітряного охолодження представлена на рис. 1.1.

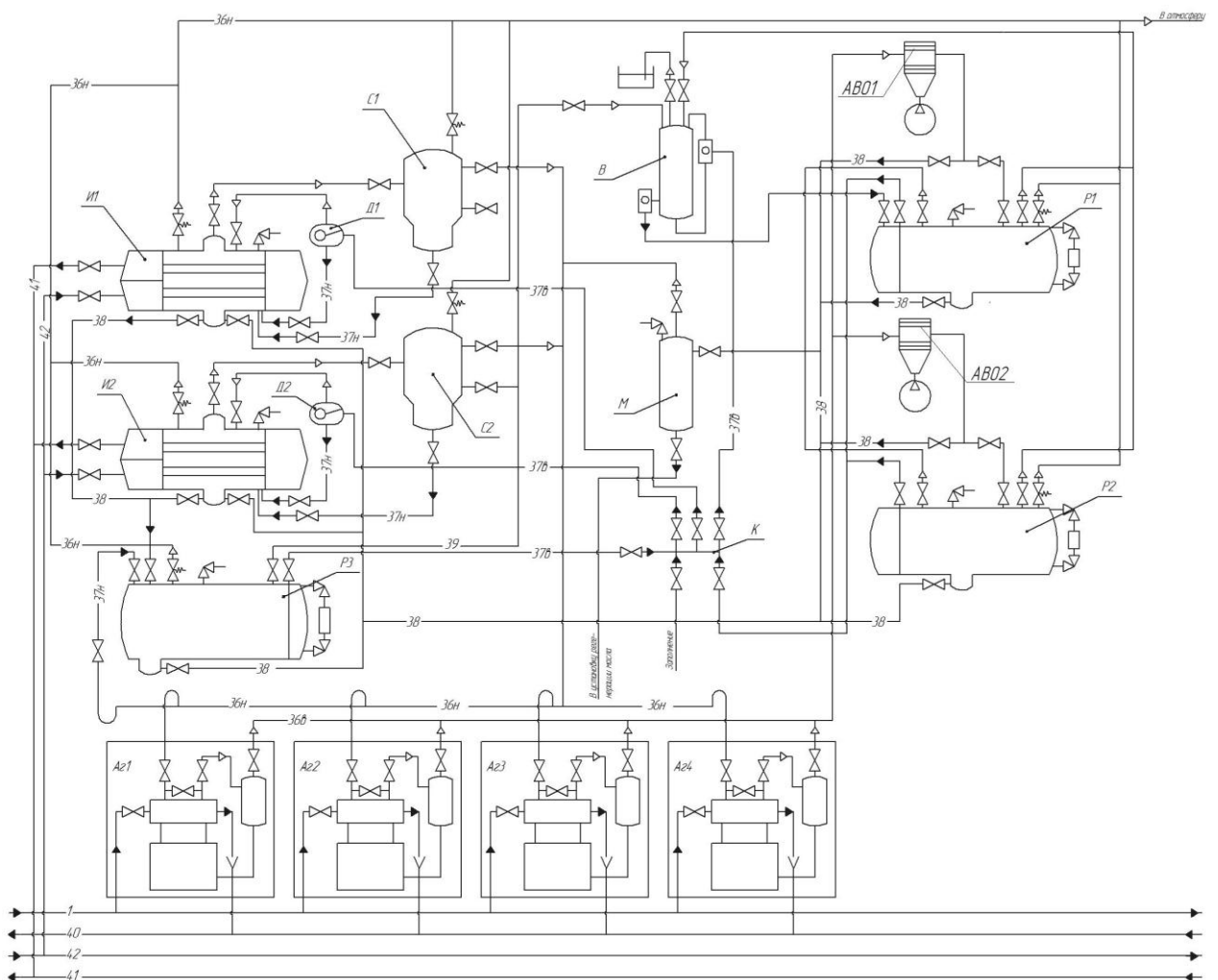


Рисунок 1.1 – Схема холодильної установки з конденсаторами типу АПО

Принцип роботи даної холодильної установки полягає у наступному. Компресор холодильного агрегату відсмоктує газоподібний холодоагент з випарника, стискає його і нагнітає в повітряний конденсатор. У конденсаторі холодоагент охолоджується потоком повітря від вентилятора і переходить в рідкий стан. Із конденсатора рідкий холодоагент надходить у ресивер, де відбувається його накопичення. Лінійні ресивери по суті являють собою збірники конденсату і створюють запас робочого середовища.

Далі із ресиверу через запірний клапан холодоагент надходить у фільтр-осушувач, де відбувається видалення залишків вологи, домішок і забруднень, а потім дроселюється за допомогою теплорегулюючого клапана у випарник.

У випарнику холодоагент кипить, відводячи тепло від об'єкта охолодження. Пари холодоагенту з випарника через сепаратор рідини і фільтр на всмоктувальній магістралі, де відбувається очищення їх від забруднень, через запірний клапан надходять до компресора. Потім цикл роботи холодильного агрегату повторюється. Для забезпечення гарантованого повернення мастила в картер компресора на виході з останнього може встановлюватися мастиловідділювач. Вібраційні ізолятори забезпечують гасіння вібрацій при роботі компресору і перешкоджають їх поширенню по холодильному контуру.

1.2 Теоретичні основи процесів повітряного охолодження [1, 3, 5]

У конденсаторах основним завданням процесу є конденсація газу чи пари, при цьому відбувається процес фазового переходу гарячого теплоносія та одержання рідини за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та нагрівання останнього.

Залежно від розміщення теплообмінної поверхні розрізняють апарати повітряного охолодження: горизонтальні АПГ (рис. 1.2); вертикальні АПВ (рис. 1.3); малопотокові АПМ (рис. 1.4), зигзагоподібні АПЗ (рис. 1.4).

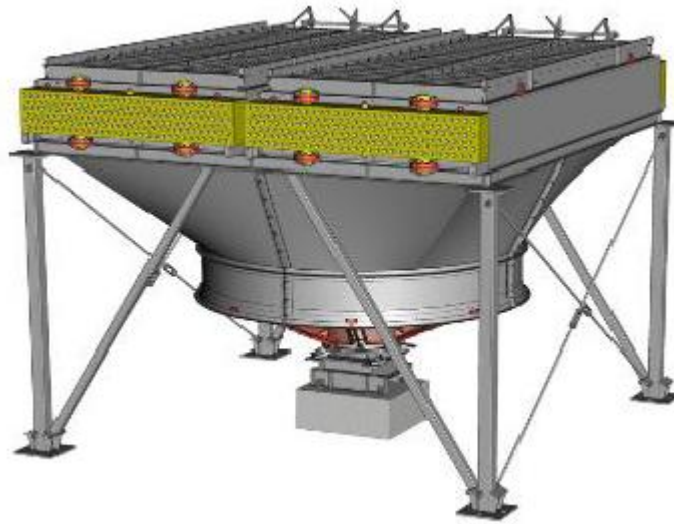


Рисунок 1.2 – Конструкція апарату повітряного охолодження АПГ



Рисунок 1.3 – Конструкція апарату повітряного охолодження АПВ

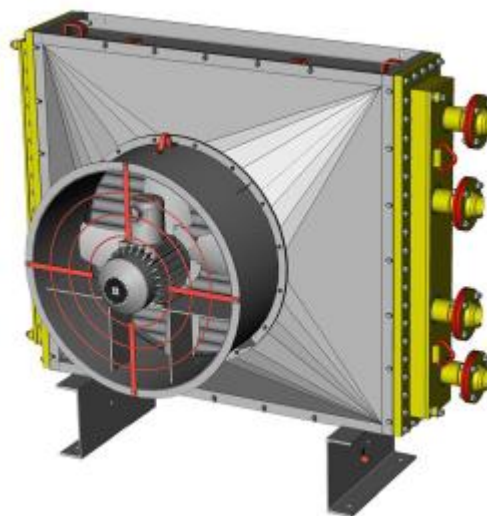


Рисунок 1.4 – Конструкція апарату повітряного охолодження АПМ

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата



Рисунок 1.5 – Конструкція апарату повітряного охолодження АПЗ

У нашому випадку холодним теплоносієм є повітря, а гарячим – пари хладону-12. Отже, конденсація хладону-12 є цільовим процесом, а нагрівання атмосферного повітря – побічним.

Технологічний розрахунок апарату включає в себе три основні складові розрахунку і ведеться за методикою, розглянутою в навчальному посібнику [5].

Для усталеного процесу, коли температури в подібних точках теплоносіїв не змінюються у часі, тепловий потік знаходять за рівнянням [5]:

$$Q = K \cdot \Delta t_{СЕР} \cdot F, \quad (1.1)$$

де K – загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

$\Delta t_{СЕР}$ – середня різниця температур між теплоносіями, °С;

F – площа поверхні теплопередачі, м².

Рівняння (1.1) є основним кінетичним рівнянням процесу теплопередачі.

Розрахунок та вибір стандартизованого АПО здійснюється за величиною площі поверхні теплопередачі.

Поверхня теплопередачі розраховується за формулою [5]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{СЕР}}. \quad (1.1)$$

Коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки або при великому радіусі її кривизни ($d_B / d_H > 0,5$) складе [5]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.2)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв, Вт/(м²·К);

δ_{CT} – товщина стінки теплопередаючої поверхні, м;

λ_{CT} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К).

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі наведені у таблицях [5].

Середня різниця температур теплоносіїв дорівнює [5]:

$$\Delta t_{CEP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (1.3)$$

де Δt_B і Δt_M – відповідно більша і менша різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника.

Середня температура теплоносія, за якою визначаються його теплофізичні властивості, знаходиться двома способами. Для теплоносіїв, температури яких змінюються від початкової t_1 до кінцевої t_2 і $t_2 / t_1 < 2$, приймають середньоарифметичну температуру $t_{CEP} = (t_1 + t_2) / 2$ [5].

Для теплоносія, у якого $t_2 / t_1 > 2$ середню температуру розраховують за формулою [5]:

$$t_{CEP} = \theta_{CEP} \pm \Delta t_{CEP}. \quad (1.4)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від теплоносія до внутрішніх стінок трубок використовується залежність [6]:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_g}{d_{вн}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,4}, \quad (1.5)$$

де λ_g – теплопровідність теплоносія у трубах, Вт/(м·К);

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр трубок, м;

Re_g – критерій Рейнольдса руху теплоносія по трубах;

Pr_g – критерій Прандтля руху теплоносія по трубах.

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від оребреної поверхні трубок до повітря використовується залежність [7]:

$$\alpha_2 = 0,223 \cdot k \cdot u^{0,33} \cdot h^{0,14} \cdot d_n^{-0,54} \cdot \left(\frac{W_{air} \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}} \right)^{0,65}, \quad (1.5)$$

де k – поправка на оребрення;

h – висота ребер труб, м;

u – крок між ребрами, м;

W_{air} – швидкість атмосферного повітря, м/с;

d_n – зовнішній діаметр трубок, м;

μ_{air} – динамічна в'язкість повітря, Па·с.

Основні критерії подібності, які застосовуються при розрахунках процесів конвективного теплообміну при вимушеному русі теплоносіїв, наведені нижче [1, 5].

Критерій Нусельта характеризує теплообмін між теплоносієм і стінкою:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.6)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

l – визначальний геометричний розмір, м;

λ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху теплоносія:

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}, \quad (1.7)$$

де w – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

μ – динамічна в'язкість теплоносія, Па·с.

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості теплоносія:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}, \quad (1.8)$$

де c – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К).

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при течії рідини в прямих трубах і каналах рекомендуються наступні критеріальні рівняння:

– для ламінарного режиму

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1}, \quad (1.9)$$

де Gr – критерій Грасгофа, який характеризує режим руху теплоносія при вільній конвекції.

– для перехідного режиму

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43}; \quad (1.10)$$

– для турбулентного режиму

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}. \quad (1.11)$$

1.3 Опис конструкції апарату повітряного охолодження та вибір основних конструкційних матеріалів

В апаратах повітряного охолодження (рис. 1.6) охолоджуючим агентом є потік атмосферного повітря, яке подається вентилятором 5.

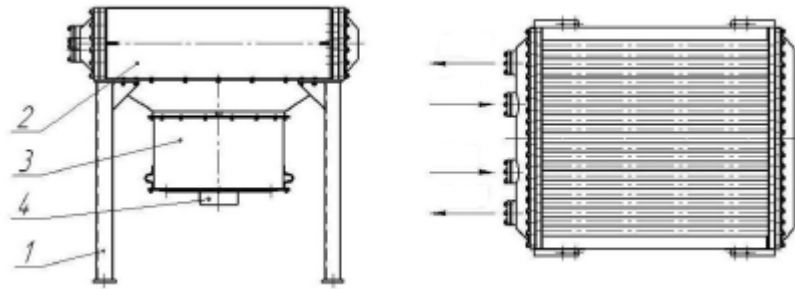


Рисунок 1.6 – Схема апарату повітряного охолодження з горизонтальним розміщенням теплообмінних труб: 1 – металоконструкція; 2 – теплообмінна секція; 3 – вентилятор; 4 – електродвигун

Принцип дії апаратів типу АПГ полягає в охолодженні робочого середовища, що циркулює по трубним секціям, за рахунок повітря, яке нагнітається одним або двома вентиляторами.

В апаратах АПГ застосовуються біметалеві труби із зовнішнім оребренням (рис. 1.7). Довжина таких труб може складати 4, 8 або 12 м. За необхідності, для запобігання переохолодження продукту, апарати можуть бути забезпечені блоком рециркуляції нагрітого повітря.

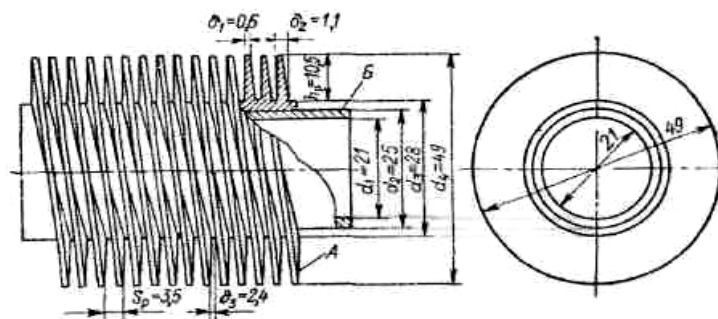


Рисунок 1.7 – Схема біметалевої труби із зовнішнім оребренням

Трубні секції групують по 4, 6 або 8 рядів труб та встановлюють на металевий каркас на опорах, висота яких дозволяє розміщувати знизу промислові приводні вентилятори.

Лопаті вентилятора виготовляються з алюмінію або композитного матеріалу. Вони обертаються всередині повітряного колектора і таким чином нагнітають повітря в простір між секціями. Регулювання подачі повітря може здійснюватися за рахунок спеціальних жалюзей, а також можливе регулювання за рахунок зміни кута нахилу лопатей вентилятора або зміни частоти обертання валу електродвигуна.

Матеріали для виготовлення хімічних апаратів і машин потрібно вибирати відповідно до специфіки їх експлуатації, враховуючи при цьому можливу зміну вихідних фізико-хімічних властивостей матеріалів під впливом робочого середовища, температури і хіміко-технологічних процесів. При виборі матеріалів для апаратури необхідно керуватися галузевим стандартом ОСТ 26-291-94.

Для виготовлення основних деталей та вузлів проектного АПО слід вибирати метали, швидкість корозії яких не перевищує 0,1–0,5 мм/рік [7].

За [8] вибираємо сталь 16ГС, яка є технологічною при обробці, добре деформованою, як в гарячому і в холодному станах. Ця сталь добре зварюється усіма видами зварювання і не вимагає обов'язкової термічної обробки виробу.

Також для проектного апарату повітряного охолодження приймаємо біметалеві труби. На внутрішню сталеву трубу накатується алюмінієве оребрення з гвинтовим ребром.

Алюміній є легким парамагнетичним металом сріблясто-білого кольору, що легко піддається формуванню, литтю та механічній обробці. Алюміній має високу тепло- та електропровідність, що дуже важливо для процесів теплообміну. Широко застосовується як конструкційний матеріал. Основні переваги алюмінію в цій якості – легкість, податливість штампуванню, корозійна стійкість (на повітрі алюміній миттєво покривається міцною

плівкою Al_2O_3 , яка перешкоджає його подальшому окисленню), висока теплопровідність, не отруйність його з'єднань [8].

Оскільки холодоагент хладон-12 розчиняє більшу кількість органічних речовин, то при виготовленні ущільнень використовуємо спеціальну гуму – севанітіл-пароніт [7].

					ХІ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
						16
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Технологічні розрахунки процесу і апарату

2.1 Технологічні розрахунки

Технологічний розрахунок апарату включає в себе три основні складові розрахунку і ведеться за методикою, розглянутою в навчальному посібнику [6]:

- тепловий розрахунок, який показує яку кількість тепла необхідно відвести від апарату при даних значеннях температури і витрат, а також характеристики енергоносіїв та визначення необхідних параметрів процесу та розмірів апарату;
- гідравлічний розрахунок, який показує які опори виникають на шляху руху енергоносія;
- аеродинамічний розрахунок, який показує які опори виникають на шляху повітря при проході через секцію, а також визначення витрат повітря, що проходить через апарат.

Таким чином, у подальшому розрахунок проводимо у відповідності до методики, яку представлено у [6].

Згідно завдання, пари хладону-12 надходять у трубки апарату при температурі конденсації. При заданому тиску 0,6 МПа температура конденсації хладону-12 становить 22°C [9].

Таким чином, теплове навантаження конденсатора розраховується як:

$$Q = Q_{\text{конд}} = G_{\text{п}} \cdot r_{\text{г}}, \quad (2.1)$$

де $G_{\text{п}}$ – масова витрата хладону-12, кг/с;

$r_{\text{г}}$ – питома теплота пароутворення / конденсації хладону-12, кДж/кг.

$$Q = \left(\frac{220 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} \right) \cdot 140 = 356 \text{ кВт.}$$

Орієнтовна поверхню теплообміну складе:

$$F_{\max} = \frac{Q}{q}, \quad (2.2)$$

де q – теплонапруженість апарату, Вт/м²; при конденсації газової суміші q приймається в межах 400–900 Вт/м² [6].

$$F_{\max} = \frac{356 \cdot 10^3}{450} = 791 \text{ м}^2.$$

За аеродинамічною характеристикою вентилятора [10] визначаємо величини, віднесені до стандартних умов (кут установки лопатей 15°):

- об’ємна витрата повітря $V_0 = 210000 \text{ м}^3/\text{год.}$;
- напір $P_{\text{ВО}} = 36 \cdot 9,81 = 353 \text{ Па}$.

Об’ємна витрата повітря, його густина та напір вентилятора за робочих умов (температура 293 К; атмосферний тиск 101325 Па):

$$V_{\text{В}} = V_0 \cdot \frac{T \cdot P_0}{P \cdot T_0}; \quad (2.3)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{P \cdot T_0}{T \cdot P_0}; \quad (2.4)$$

$$P_{\text{В}} = P_{\text{ВО}} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}, \quad (2.5)$$

де ρ_0 – густина повітря за температури 273 К, кг/м³.

$$V_{\text{В}} = 210000 \cdot \frac{293}{273} = 225385 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

$$\rho_B = 1,29 \cdot \frac{273}{293} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$P_B = 353 \cdot \frac{1,2}{1,29} = 328 \text{ Па.}$$

Масова витрата повітря:

$$G_B = V_B \cdot \rho_B; \tag{2.6}$$

$$G_B = 225385 \cdot 1,2 = 270462 \frac{\text{кг}}{\text{год.}}$$

Визначаємо кінцеву температура повітря:

$$t_{2К} = t_{2П} + \frac{Q}{c_B \cdot G_B}, \tag{2.7}$$

де $t_{2П}$ – початкова температура повітря, °С;

c_B – теплоємність повітря за робочих умов, кДж/(кг·К).

$$t_{2К} = 10 + \frac{356 \cdot 10^3 \cdot 3600}{1,005 \cdot 10^3 \cdot 270462} = 14,7 \text{ °С.}$$

Середня різниця температур визначається за середньо логарифмічною залежністю:

$$\Delta t_{\text{СЕР}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \tag{2.8}$$

де Δ_B і Δ_M – відповідно більша та менша різниці температур, °С.

Температурна схема процесу конденсації хладону-12 представлена на рис. 2.1.

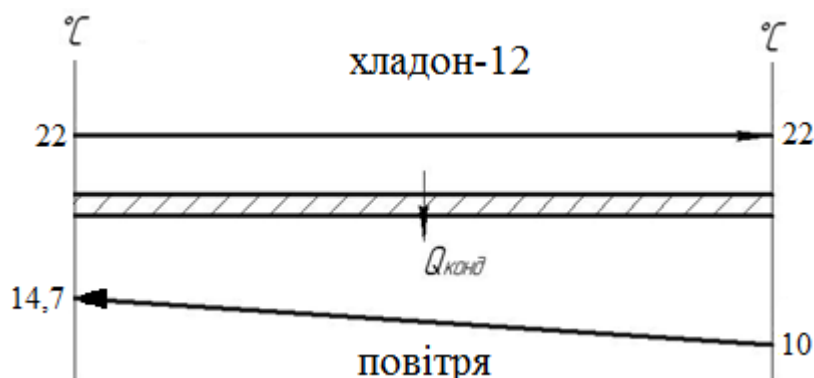


Рисунок 2.1 – Температурна схема процесу конденсації хладону-12

$$\Delta t_{\text{б}} = t_1 - t_{2\text{H}} = 22 - 10 = 12 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1 - t_{2\text{к}} = 22 - 14,7 = 7,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{12 - 7,3}{\ln \frac{12}{7,3}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За [11] вибираємо стандартизований горизонтальний апарат типу АПГ із трьома теплообмінними секціями, який має наступні характеристики: зовнішня обрєблена поверхня 875 м^2 ; довжина теплообмінних труб 4 м; число труб в одному ході 246 шт.; число ходів по трубах 1; число рядів труб в секції 4; коефіцієнт обрєблення 9.

Далі визначаємо швидкість повітря у найбільш вузькому перерізі пучка труб:

$$w_{\text{мт}} = \frac{V_{\text{в}}}{f_{\text{мт}}}, \quad (2.9)$$

де f_{mm} – сумарна поверхня найбільш вузького перерізу, m^2 .

$$w_{mm} = \frac{225385}{3600 \cdot 5,35} = 11,7 \text{ м/с.}$$

Критерій Прандтля для повітря:

$$\text{Pr} = \frac{c_B \cdot \mu_B}{\lambda_B}, \quad (2.10)$$

$$\text{Pr} = \frac{1,005 \cdot 10^3 \cdot 18,5 \cdot 10^{-6}}{2,65 \cdot 10^{-2}} = 0,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря при коефіцієнті оребрення $\phi = 9$:

$$\alpha_2 = C_2 \cdot \lambda_B \cdot \left(\frac{w \cdot \rho_B}{\mu_B} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,35}, \quad (2.11)$$

де $C_2 = 0,8$ – коефіцієнт, що залежить від оребрення труб.

$$\alpha_2 = 0,8 \cdot 2,65 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{11,7 \cdot 1,2}{18,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7^{0,35} = 124 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від хладону-12:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_1}{d_1}, \quad (2.12)$$

де Nu – критерій Нусельта;

λ_1 – коефіцієнт теплопровідності хладону-12, Вт/(м·К);

d_1 – внутрішній діаметр труби.

Фізичні параметри хладону-12 при температурі його конденсації наступні [14]: густина 1320 кг/м^3 ; коефіцієнт теплопровідності $0,8 \text{ Вт/(м·К)}$; теплоємність $1,3 \text{ кДж/(кг·К)}$; кінематична в'язкість $2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$.

Дійсна швидкість хладону-12 у трубах:

$$w_1 = \frac{n_x \cdot V_1}{s_1 \cdot n_c}, \quad (2.13)$$

де n_x – число ходів по трубах;

V_1 – об'ємна витрата хладону-12, $\text{м}^3/\text{с}$;

s_1 – загальна площа внутрішнього трубного простору, м^2 ;

n_c – кількість секцій.

Об'ємна витрата хладону-12 становить:

$$V_1 = \frac{G}{\rho}; \quad (2.14)$$

$$V_1 = \frac{220 \cdot 1000}{24 \cdot 3600 \cdot 1320} = 1,93 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Загальна площа внутрішнього трубного простору однієї секції:

$$s_1 = n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \quad (2.15)$$

де n – кількість труб в одній секції.

$$s_1 = 82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 0,028 \text{ м}^2;$$

$$w_1 = \frac{1 \cdot 1,93 \cdot 10^{-3}}{0,028 \cdot 3} = 0,023 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

За (1.7) визначаємо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,023 \cdot 0,021}{2 \cdot 10^{-7}} = 2411.$$

За (1.8) визначаємо критерій Прандтля:

$$Pr = \frac{26,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1,3 \cdot 10^3}{0,8} = 4,29.$$

Режим руху теплоносія у трубному просторі – перехідний. Отже, критерій Нусельта визначаємо за критеріальним рівнянням (1.10).

$$Nu = 0,008 \cdot 2411^{0,9} \cdot 4,29^{0,43} = 16,6;$$

$$\alpha_1 = \frac{16,6 \cdot 0,8}{0,021} = 632 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\psi \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum r_3}, \quad (2.16)$$

де ψ – коефіцієнт збільшення поверхні; $\psi = 9$;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі з боку хладону-12, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, Вт/(м²·К);

$\Sigma r_3 = 0,0002$ (м²·К)/Вт – сумарні термічні опори можливих забруднень [6].

$$K = \frac{1}{9 \cdot \frac{1}{632} + \frac{1}{124} + 0,0002} = 44,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.2 Конструктивні розрахунки

Уточнюємо площу поверхні теплообміну апарату повітряного охолодження за рівнянням (1.1):

$$F_p = \frac{356 \cdot 10^3}{44,5 \cdot 10} = 800 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт запасу теплообмінної поверхні становить:

$$\beta = \frac{F_T - F_p}{F_p} \cdot 100\%; \quad (2.17)$$

$$\beta = \frac{875 - 800}{875} \cdot 100\% = 8,6\%.$$

Уточнений розрахунок показав, що вибраний апарат повітряного охолодження задовольняє вимогам технологічного процесу.

Далі визначаємо діаметри штуцерів для введення парів і виходу рідкого продукту:

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot w}}, \quad (2.18)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

де V – об’ємна витрата продукту, $\text{м}^3/\text{с}$;

w – швидкість руху продукту: для газоподібного хладону-12 $w_r = 5\text{--}25 \text{ м/с}$ [6],
приймаємо $w_r = 10 \text{ м/с}$; для рідкого хладону-12 $w_p = 0,5\text{--}2,5 \text{ м/с}$ [6], приймаємо
 $w_p = 1,0 \text{ м/с}$.

– діаметр штуцера для введення парів хладону-12

Густина парів хладону-12:

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{P}{P_0}, \quad (2.19)$$

де ρ_0 – густина парів хладону-12 за н.у.; $\rho_0 = 6,3 \text{ кг/м}^3$ [9].

$$\rho_1 = 6,3 \cdot \left(\frac{273}{273 + 22} \right) \cdot \frac{0,6}{0,1} = 35 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$V_1 = \frac{220 \cdot 1000}{24 \cdot 3600 \cdot 35} = 0,073 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$d_A = \sqrt{\frac{0,073}{0,785 \cdot 10}} = 0,096 \text{ м.}$$

Приймаємо патрубок діаметром $d_A = 100 \text{ мм}$ [11].

– діаметр штуцера для виходу рідкого хладону-12

$$d_B = \sqrt{\frac{1,93 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 1,0}} = 0,049 \text{ м.}$$

Приймаємо патрубок діаметром $d_B = 50 \text{ мм}$ [11].

2.3 Розрахунок аеродинамічного опору трубного пучка

Аеродинамічний опір пучка труб [10]:

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_B}{g} (w_y)^2 n_p \left(\frac{S_p}{d_3} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}, \quad (2.20)$$

де ρ_B – густина повітря при його початковій температурі;

w_y – швидкість в стиснутому перерізі орбреного трубного пучка;

n_p – число горизонтальних рядів труб в пучку (по вертикалі);

S_p – крок ребер;

d_3 – зовнішній діаметр труби;

Re – критерій Рейнольдса, віднесений до діаметра труб d_3 .

$$Re = \frac{w_y \cdot d_3}{\nu_B}, \quad (2.21)$$

де ν_B – кінематична в'язкість повітря; за [9] $\nu_B = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re = \frac{11,7 \cdot 0,028}{15 \cdot 10^{-6}} = 21840;$$

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{1,2}{9,81} \cdot 11,7^2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{0,003}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 21840^{-0,24} = 295 \text{ Па}.$$

За [10] обираємо вентилятор ЦАГІ КК-2М, який може створювати напір до 403 Па.

										Лист
										26
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ХІ.Т.00.00.00 ПЗ					

2.4 Вибір допоміжного обладнання

Розрахунок і вибір компресора [10].

Для правильного підбору компресорного агрегату спочатку необхідно визначити величину об'ємної витрати холодоагенту:

$$Q = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi}}; \quad (2.22)$$

$$Q = \frac{220 \cdot 1000}{24 \cdot 1320} = 6,94 \text{ м}^3/\text{год.} = 116 \text{ л/хв.}$$

Продуктивність компресора визначаємо за рівнянням:

$$A = Q \cdot \frac{\beta}{\eta}, \quad (2.23)$$

де β – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості і надійність різних груп компресорів;

η – коефіцієнт корисної дії компресора.

Довідкові значення β і η для роботи в діапазоні заданого робочого тиску в пневмосистемі наведені у [10].

За [10] вибираємо професійний компресор, для якого продуктивність складе:

$$A = 116 \cdot \frac{1,5}{0,65} = 267,7 \text{ л/хв.}$$

Таким чином, вибираємо поршневий компресор марки ФУ-15 із наступними характеристиками:

– максимальний тиск, МПа	5,0
– діаметр циліндра, мм	65
– теоретична об’ємна подача, л/хв.	350
– холодопродуктивність, кВт	41
– споживана потужність, кВт	18,5

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

3 Розрахунки апарату на міцність та герметичність

Розрахунок плоскої кришки [12]. Розрахункова товщина стінки плоскої кришки, що працює під внутрішнім тиском:

– при розрахункових параметрах

$$s_{IR} = K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \cdot \varphi}}, \quad (3.1)$$

де K – коефіцієнт, який визначається у залежності від з'єднання кришки із корпусом; за [12] $K = 0,28$;

K_0 – коефіцієнт послаблення кришки;

D_R – розрахункова довжина кришки; за [12] $D_R = D = 1380$ мм;

φ – коефіцієнт міцності зварного шва; $\varphi = 1,0$ [12];

$[\sigma]$ – допустиме напруження у робочому стані.

$$[\sigma] = \sigma^* \cdot \eta, \quad (3.2)$$

де σ^* – нормативне допустиме напруження при робочій температурі;

η – поправний коефіцієнт, який враховує вид заготовки; $\eta = 1,0$ [12].

$$[\sigma] = 154 \cdot 1,0 = 154 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт послаблення для кришки, що має кілька отворів:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{2 \cdot d_A}{D_R}\right)^3}{1 - \frac{2 \cdot d_A}{D_R}}}. \quad (3.3)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Беремо до уваги отвори під штуцер А, оскільки вони є найбільшими за діаметром.

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{2 \cdot 100}{1380}\right)^3}{1 - \frac{2 \cdot 100}{1380}}} = 1,27.$$

Далі визначаємо розрахункову товщину стінки плоскої кришки при розрахункових параметрах за рівнянням (3.1):

$$s_{1R} = 0,25 \cdot 1,27 \cdot 1380 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{154 \cdot 1,0}} = 27 \text{ мм.}$$

– при гідравлічному випробуванні

$$s_{1R_B} = K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p_B}{[\sigma]_B \cdot \varphi}}, \quad (3.4)$$

де p_B – пробний тиск при гідравлічному випробуванні, МПа;
 $[\sigma]_B$ – допустиме напруження при гідравлічному випробуванні, МПа.

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні [12]:

$$p_B = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ p + 0,3 \end{array} \right\}, \quad (3.5)$$

де $[\sigma]_{20}$ – допустиме напруження для сталі 16ГС при температурі 20°C.

$$[\sigma] = 160 \cdot 1,0 = 160 \text{ МПа.}$$

					ХІ.Т.00.00.00 ПЗ		Лист	
								30
	Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Визначаємо пробний тиск при гідравлічному випробуванні:

$$p_b = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot 0,6 \cdot \frac{160}{154} = 0,78 \\ 0,6 + 0,3 = 0,9 \end{array} \right\} = 0,9 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження при гідравлічному випробуванні:

$$[\sigma]_b = \frac{\sigma_{T20}}{1,1}, \quad (3.6)$$

де σ_{T20} – мінімальне значення межі плинності матеріалу при температурі 20°C;

$$[\sigma]_b = \frac{240}{1,1} = 218 \text{ МПа.}$$

Визначаємо розрахункову товщину стінки плоскої кришки при гідравлічному випробуванні за рівнянням (3.4):

$$s_{IRb} = 0,25 \cdot 1,27 \cdot 1380 \cdot \sqrt{\frac{0,9}{218 \cdot 1,0}} = 28 \text{ мм.}$$

Прибавка до розрахункової товщини стінки [12]:

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (3.7)$$

де c_1 – прибавка для компенсації корозії та ерозії, мм;

c_2 – прибавка для компенсації мінусового допуску; $c_2 = 0$;

c_3 – технологічна прибавка; $c_3 = 0$.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Прибавка для компенсації корозії та ерозії:

$$c_1 = \Pi \cdot \tau, \quad (3.8)$$

де Π – проникність матеріалу; приймаємо $\Pi = 0,1$ мм/рік;
 τ – термін служби апарату; $\tau = 15$ років.

$$c = c_1 = 0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина плоскої кришки, яка працює під внутрішнім тиском:

$$s_1 = \max(s_{1R}; s_{1RB}) + c; \quad (3.9)$$

$$s_1 = 28 + 1,5 = 29,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $s_1 = 34$ мм.

Далі перевіряємо умову застосування розрахункових формул для плоскої кришки, а саме:

$$\frac{s_1 - c}{D_R} \leq 0,1; \quad (3.10)$$

$$\frac{34 - 1,5}{1380} = 0,024 < 0,1.$$

Отже, умова застосування розрахункових формул виконується.

					ХІ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
						32
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Монтаж та ремонт апарату

4.1 Монтаж апарату [13, 14]

Монтаж апаратів повітряного охолодження проводиться у максимально зібраному вигляді – уже зі встановленими вузлами трубопроводів та металоконструкціями каркасів. Установці апарату в проектне положення передують його гідравлічне випробовування на міцність та герметичність. При цьому окремо випробовують міжтрубний і трубний простори.

Апарати встановлюють у проектне положення на фундамент або іншу підставу за допомогою монтажних кранів або інших вантажопідйомних механізмів.

Монтаж, пуск, експлуатація і ремонт АПО повинні проводитися із дотриманням правил безпеки, що встановлені для окремих видів робіт, загальних правил безпеки та пожежної безпеки, викладених у відповідних інструкціях, що діють на даному виробництві.

Апарат повітряного охолодження встановлюється на спеціальній технологічній етажерці. Монтаж АПО проводиться у такій послідовності:

1. Виставляють на технологічній етажерці контейнери; з'єднують та закріплюють їх між собою кріпильними болтами;
2. На контейнер встановлюють дифузори; з'єднують та закріплюють їх між собою кріпильними болтами;
3. Встановлюють та закріплюють теплообмінні секції на штирі дифузорів із відповідним маркуванням;
4. Перевіряють якість виготовлення шпильок, гайок та шайб: різьба повинна бути без забруднень, подряпин, зривів тощо; поверхня на нарізаній частині шпильок – гладкою; гайка, надіта на різьблення шпильки, не повинна мати слабину.

5. Затягують усі болтові з'єднання, використовуючи стандартні ключі, без подовжувачів;

6. Перед затягуванням гайок зробити ретельний огляд привалочних поверхонь фланців – дефекти на цих поверхнях не допускаються.

7. Перевіряють установку в теплообмінній секції відповідних фланців і прокладок на штуцерах входу і виходу робочого середовища.

8. Також слід перевіряти розмір і стан прокладок на відповідність їх розмірам привалочних поверхонь стикуючих фланців. Далі перевірити правильність установки прокладок, переконатися в наявності повного комплекту шпильок в отворах фланців і в тому, що прокладки увійшли в пази. Неповний комплект шпильок або перекос фланців не допускається. Також забороняється підтяжка шпильок під час роботи апарату.

Виявлені під час монтажу дефекти та методи їх усунення повинні бути зареєстровані в паспорті АПО.

Виконати під'єднання АПО до всіх необхідних комунікацій і арматури. Очистити від бруду і сторонніх предметів підводи і відводи трубопроводів перед приєднанням до апарату.

Провести заземлення апарату у відповідності вимогам ПУЕ.

Правильність установки апарату на фундамент вивіряють: теплообмінних секцій – гідростатичним або брусковим рівнем; осей опорних стійок – схилом; відхилення площин кронштейнів опорних стійок від розташування в одній горизонтальній площині – по натягнутій струні; відхилення від горизонтальності приводу вентилятора – брусковим рівнем.

При установці колеса вентилятора повинен бути витриманий рівномірний радіальний зазор в межах допустимих розмірів. При centruванні валів вимірювання слід проводити в чотирьох положеннях при спільному повороті напівмуфт на 90°. Центрування приводу вважається правильним, якщо різниця діаметрально протилежних розмірів перекоосу і паралельного зміщення осей не перевищують 0,06 мм (при діаметрі муфти 250 мм).

					ХІ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

4.2 Ремонт апарату [14]

Апарати повітряного охолодження часто працюють в умовах підвищеної корозійної активності. Для боротьби з корозійними середовищами в трубних секціях АПО, зазвичай, використовують біметалічні труби із внутрішніми трубами із латуні чи сталі. Трубні решітки також можуть бути виготовлені біметалічними – із захисним шаром латуні товщиною 8 мм.

Стан зовнішньої поверхні елементів апаратів повітряного охолодження, працюючих під тиском, перевіряється у наступних місцях: у місці приварювання фланців; у місці перетину зварних швів; зовнішньої поверхні трубного простору.

Перевіряються наступні дефекти: на поверхні – тріщини, надриви, підвищена швидкість корозії стінок; на зварних швах – дефекти зварювання, тріщини, надриви тощо.

Апарат, який підлягає розборці для ремонту і очищення, повинен бути зупинений, звільнений від теплоносіїв, відключений і заглушений від іншої апаратури, пропарений і пройдений азотом. Повинні бути створені нормальні умови, а саме: тиск – атмосферний, температура – знижена до нормальної, вибухо- і пожежонебезпечні середовища – відсутні. У деяких випадках пропарку і промивку чередують кілька разів. Не можна приступати до ремонтних робіт, якщо температура промивної води перевищує 50°C.

Найбільш поширеними дефектами у апаратів з трубою системою є:

1. Виривання трубок із трубних решіток. Дана проблема, зазвичай, виникає через нерівномірне розширення трубок і корпусу. Варіанти вирішення:

- зачищення місця розриву і обварювання трубки заново;
- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачищення і заглушка трубки.

Якщо встановлюються заглушки на дефектні трубки, необхідно враховувати, що опір даної ділянки зростає, а також трохи погіршується теплообмін. За-

звичай, теплообмінники розраховують таким чином, щоб без сильного впливу на технологічний процес можна було заглушити до 10 % трубок.

2. Наскрізна корозія трубок. Дана проблема виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підбраному матеріалі трубчатки. Варіанти вирішення:

- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачищення і заглушка трубки.

Нерідко при виникненні наскрізної корозії найбільш ефективним шляхом є просто заміна трубного пучка (виготовлення нового трубного пучка). Це особливо актуально, якщо повторний дефект виник швидко після першої поломки.

3. Наскрізна корозія корпусу чи камери. Дана проблема, так само як і наскрізна корозія трубок, зазвичай виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підбраному матеріалі. Варіанти вирішення:

- підварювання або установка заплатки;
- виготовлення нової камери чи корпусу.

4. Засмічення трубок чи міжтрубного простору. Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один із теплоносіїв не фільтрується належним чином, або якщо відбувається поява природного нагару (наприклад, при роботі з вихлопними газами).

Варіанти вирішення:

- механічне очищення;
- хімічне очищення.

Якщо засмічення відбувається через відсутність належної фільтрації середовища, рекомендується установка необхідних фільтрів. Якщо ж відбувається поява нагару, швидше за все, це обумовлено технологічними моментами. У такому випадку треба визначати, коли відбувається чергове засмічення теплообмінника (вимірювання температури або протитиску) і чистити його.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Подібні роботи слід проводити на місці експлуатації. У разі необхідності фахівці повинні виїхати на місце і провести цю роботу, але в більшості випадків ці операції виробляє експлуатаційний персонал.

5. Покриття вапном (накипом). Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один з теплоносіїв є рідина (як у нашому випадку – вода) з невідповідним для даного процесу хімічним складом (наприклад, надмірно мінералізована). Варіанти вирішення: очистка за допомогою спеціальних хімічних засобів.

Надійність ліквідації поверхневих дефектів контролюють магнітною або ультразвуковою дефектоскопією. Допускається глибина пошкодження в межах 10–20 % товщини стінки в залежності від розмірів ушкодження.

Усі поверхні ущільнювачів слід контролювати магнітною або ультразвуковою дефектоскопією на відсутність тріщин. Після ремонту конденсатора його піддають гідравлічним або пневматичним випробуванням.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

5 Охорона праці

Аналіз небезпеки ураження людини в існуючих електричних мережах [15, 16].

Випадки ураження людини струмом можливі лише при замиканні електричного кола через тіло людини або, інакше кажучи, при дотику людини не менш ніж до двох точок ланцюга, між якими існує деяка напруга [15].

Небезпека такого дотику оцінюється величиною струму, що проходить через тіло людини, або ж напругою дотику, залежить від ряду факторів [15]:

- схеми включення людини в ланцюг;
- напруги мережі;
- схеми самої мережі;
- режиму її нейтралі;
- ступеня ізоляції струмоведучих частин від землі;
- від величини ємності струмоведучих частин щодо землі і т. п.

Схеми включення людини в ланцюг можуть бути різними. Однак найбільш характерними є дві схеми включення: між двома проводами і між одним проводом і землею (див. рис. 5.1) [15].

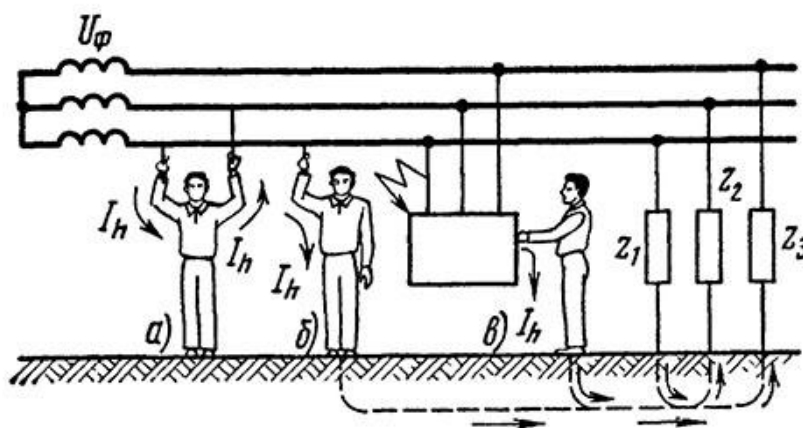


Рисунок 5.1 – Випадки включення людини в ланцюг струму:

а – двофазне включення; б, в – однофазні включення

Зрозуміло, у другому випадку передбачається наявність електричного зв'язку між мережею та землею. Стосовно до мереж змінного струму першу схему, зазвичай, називають двофазним включенням, а другу – однофазним [15].

Двофазне включення, тобто дотик людини одночасно до двох фаз, як правило, більш небезпечно, оскільки до тіла людини прикладається найбільша в даній мережі напруга – лінійна, і тому через людини піде більший струм.

Неважко уявити, що двофазне включення є однаково небезпечним в мережі як з ізолюваною, так і з заземленою нейтралюми [15].

При двофазному включенні небезпека ураження не зменшиться і в тому випадку, якщо людина надійно ізолювана від землі, тобто якщо вона має на ногах гумові калоші чи боти або стоїть на ізолюючій (дерев'яній) підлозі, або на діелектричному килимку [16].

Однофазне включення відбувається значно частіше, але є менш небезпечним, аніж двофазне включення, оскільки напруга, під якою опиняється людина, не перевищує фазну, тобто менша лінійної у 1,73 рази. Відповідно менше виявляється струм, що проходить через людину. Крім того, на величину цього струму впливають також режим нейтралі джерела струму, опір ізоляції і ємність проводів відносно землі, опір підлоги, на якій стоїть людина, опір його взуття і деякі інші фактори [16].

У трифазній трьохпроводній мережі з ізолюваною нейтраллю струм, що проходить через людину, при дотику до однієї із фаз мережі в період її нормальної роботи (див. рис. 5.2, а) визначається наступним виразом [15]:

$$I_h = \frac{U_\phi Z}{R_h + \frac{Z}{3}},$$

де Z – комплекс повного опору однієї фази відносно землі (Ом).

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

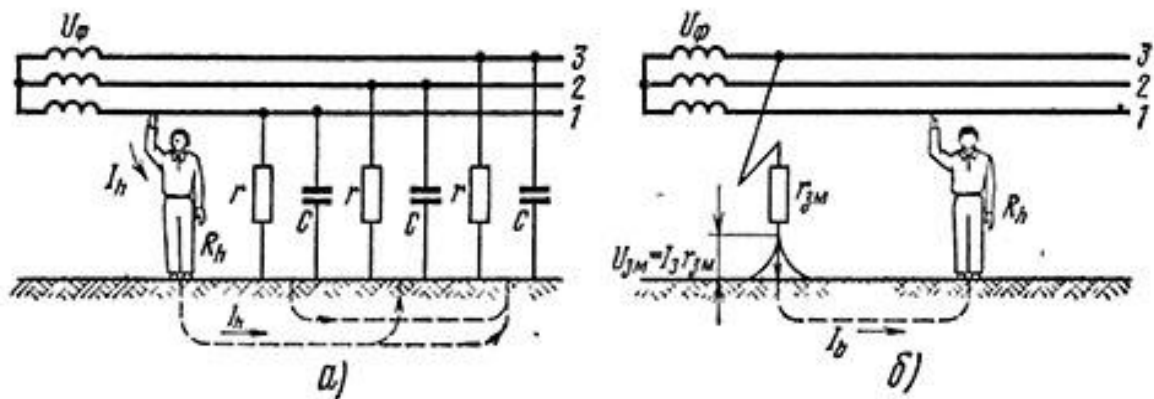


Рисунок 5.2 – Дотик людини до проводу трифазної трьох провідної мережі з ізольованою нейтраллю:

а – при нормальному режимі; б – при аварійному режимі

Вибір схеми мережі, а отже, і режиму нейтралі джерела струму виконують виходячи з технологічних вимог і умов безпеки. При напрузі до 1000 В широкого поширення набули обидві схеми трифазних мереж: трьохпровідна з ізольованою нейтраллю і чотирьохпровідна із заземленою нейтраллю [16].

За технологічними вимогами перевага часто віддається чотирьохпровідній мережі, вона використовує дві робочих напруги – лінійну і фазну. Так, від мережі 380 В можна жити як силове навантаження – трифазну, включаючи її між фазними проводами на лінійну напругу 380 В, так і освітлювальну, включаючи її між фазним і нульовим проводами, тобто на фазну напругу 220 В. При цьому стає значно дешевша електроустановка за рахунок застосування меншого числа трансформаторів, меншого перетину проводів і т. п. [16].

За умовами безпеки вибирають одну із двох мереж, виходячи з положення: за умовами дотику до фазного проводу в період нормального режиму роботи мережі більш безпечною є мережа з ізольованою нейтраллю, а в аварійний період – мережа із заземленою нейтраллю. Тому мережі з ізольованою нейтраллю доцільно застосовувати, коли є можливість підтримувати високий рівень ізоляції мережі і коли ємність мережі відносно землі незначна. Це можуть бути мало розгалужені мережі, які не піддаються впливу агресивного середовища і знаходяться під постійним наглядом кваліфікованого персоналу.

Прикладом можуть служити мережі невеликих підприємств, пересувні установи тощо [16].

Мережі з заземленою нейтраллю застосовують там, де неможливо забезпечити гарну ізоляцію електроустановок (через високу вологість, агресивне середовище та ін.) або не можна швидко відшукати і усунути пошкодження ізоляції, коли ємнісні струми мережі внаслідок значної її розгалуженості досягають великих значень, небезпечних для життя людини. До таких мереж відносяться мережі великих промислових підприємств, міські розподільні та ін. [16].

Існуюча думка про більш високий ступінь надійності мереж з ізолюваною нейтраллю недостатньо обґрунтована. Статистичні дані вказують, що за умовами надійності роботи обидві мережі практично однакові. При напрузі вище 1000 В аж до 35 кВ мережі з технологічних причин мають ізолювану нейтраль, а вище 35 кВ – заземлену [16].

Під напругою кроку розуміється напруга між двома точками ланцюга струму, що знаходяться одна від одної на відстані кроку, на яких одночасно стоїть людина. Величина кроку зазвичай приймається рівною 0,8 м [16].

Для деяких тварин (коні, корови) величина напруги кроку більше, ніж для людей, і шлях струму захоплює грудну клітку. Із цих причин вони більш схильні до ураження кроковою напругою. Крокова напруга виникає навколо місця переходу струму від пошкодженої електроустановки в землю. Найбільша величина буде близько місця переходу, а найменша – на відстані більше 20 м, тобто за межами, що обмежують поле розтікання струму в ґрунті [16].

На відстані 1 м від заземлювача падіння напруги становить 68 % повної напруги, на відстані 10 м – 92 %, на відстані 20 м потенціали точок настільки малі, що практично можуть бути рівні нулю. Такі точки поверхні ґрунту вважаються такими, що поза зоною розтікання струму і називаються «землею». Небезпека напруги кроку збільшується, якщо людина, що піддалася його

впливу, падає. І тоді напруга кроку зростає, оскільки шлях струму проходить вже не через ноги, а через все тіло [16].

Випадки ураження людей через вплив напруги кроку відносно рідкісні. Вони можуть відбутися, наприклад, поблизу упавшого на землю проводу (в такі моменти до відключення лінії не можна допускати людей і тварин на близьку відстань до місця падіння проводу). Найбільш небезпечні напруги кроку при ударі блискавки. Опинившись у зоні крокової напруги, виходити з неї слід невеликими кроками в сторону, протилежну місцю передбачуваного замикання на землю, і зокрема лежачого на землі проводу [16].

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист

42

Список використаних джерел

1. Мутугуллина И. А. Устройство и расчет аппаратов воздушного охлаждения (АВО) : учебное пособие / И. А. Мутугуллина. – Бугульма : Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2017. – 80 с.
2. Фреон / Хладон 12 (R-12) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://contragent.com.ua/produksiya/khladagency/item/freon-khladon-r-142-copy>
3. Бахмат Г. В. Аппараты воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях / Г. В. Бахмат, Н. В. Еремин, О. А. Степанов. СПб. : Недра, 1994. – 512 с.
4. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – 32 с.
5. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : Учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.
6. Сидягин А. А. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения / А. А. Сидягин, В. М. Косырев. – Н. Новгород : Наука, 2009 – 150 с.
7. Лацинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов : Справочник / А. А. Лацинский. – Л. : Машиностроение, 1981. – 382 с.
8. Марочник сталей и сплавов / Колосков М. М., Долбенко Е. Т., Каширский Ю. В. и др. Под общей ред. А. С. Зубченко. – М. : Машиностроение, 2001. – 672 с.
9. Врагов А. П. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : Навчальний посібник / А. П. Врагов, Я. Е. Михайловський, С. І. Якушко. – За ред. А. П. Врагова. – Суми : Вид-во СумДУ, 2008. – 170 с.
10. Основные процессы и аппараты химической технологии : Пособие по проектированию / Под ред. Дытнерского Ю. И. – М. : Химия, 1983. – 272 с.

					XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		43

11. Крюков Н. П. Аппараты воздушного охлаждения / Н. П. Крюков. М. : Химия, 1983. – 168 с.
12. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи : Учеб. пособие для студентов вузов / М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В.В. Зобнин; Под общ. ред. М. Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с.
13. Гайдамак К. М. Монтаж оборудования предприятий химической и нефтехимической промышленности / К. М. Гайдамак, Б. А. Тыркин. – М. : Высшая школа, 1974. – 286 с.
14. Фарамазов С. А. Ремонт и монтаж оборудования химических и нефтеперерабатывающих заводов / С. А. Фарамазов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1980. – 312 с.
15. Аналіз небезпеки ураження струмом у різних електричних мережах. Електробезпека [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ohrana-bgd.narod.ru/mashin/mashin_064.html
16. Аналіз небезпеки ураження струмом у різних електричних мережах [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.ess-ltd.ru/elektrobezopasnost/analiz-opasnosti-porazheniya-tokom/>
