

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 бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція, кондиціонування повітря та
штучний холод»

на тему: «Проектування повітряного конденсатора аміачної холодильної установки»

Здобувача групи ХК-01-2 Снагощенко Нікити Юрійовича

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

_____ (підпис)

Нікіта СНАГОЩЕНКО
(Ім'я та ПРИЗВИЩЕ здобувача)

Керівник завідувач кафедри ТТФ, доц., к.т.н., Сергій ВАНЄЄВ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	8
1.1 Вихідні дані	
1.2 Опис технологічної схеми холодильної установки.	
1.3 Тепловий баланс холодильної установки	
1.4 Робоча характеристика вентилятора та витрата повітря	
2. КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ АПАРАТУ.....	24
3 РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ АПАРАТУ.....	28
4. ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	33
4.1 Вибір конструкційних матеріалів	
4.2 Розрахунки на міцність	
5. ОХОРОНІ ПРАЦІ.....	42
ВИСНОВКИ.....	48
ЛІТЕРАТУРА.....	49

Подпись и дата	
Инв.№дубл.	
Взам.инв.№	
Подпись и дата	
Инв.№подл.	

					<i>Б142 06.00.00.00 ПЗ</i>			
Ізм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Снагощенко				Літ.	Аркуш	Листів	
Пров.	Ванєєв				2	47		
Поч.бюро					СумДУ			
Н. контр.					ХК-01-2			
Утв.								
Проектування повітряного конденсатора аміачної холодильної установки								

ВСТУП

Для відведення надлишкової теплоти в технологічних процесах, а також від обладнання, що охолоджується, в переважній більшості випадків протягом усього періоду розвитку промисловості в якості охолоджуючого агента застосовувалася прісна вода. Використання такої великої кількості води помітно загостило екологічну обстановку не лише регіонів з обмеженими джерелами водопостачання, а й районів із значними запасами прісної води.

Найбільш водоємними є нафтопереробне, хімічне, целюлозно-паперове виробництво та теплоенергетика.

Кардинальне вирішення проблеми скорочення водоспоживання в промисловості є заміна води як робочого охолоджуючого агента, більш доступним агентом у будь-якій географічній точці планети – повітрям.

Інтенсивний розвиток газової та нафтопереробної промисловості, будівництво великої кількості газопроводів, що продовжується і в даний час, збільшені вимоги захисту навколишнього середовища від забруднення водними стоками та підтримки екологічної рівноваги стали новими факторами розширення сфери застосування АВО, насамперед у паливно-енергетичному комплексі, атомній енергетиці, електроенергетики. При транспортуванні природного газу АВО є єдиним теплообмінником, який дозволяє забезпечити надійне функціонування газопостачальної галузі незалежно від умов навколишнього середовища та розміщувати компресорні станції поза зв'язком з джерелами прісної води.

Теплові процеси - технологічні процеси, що протікають зі швидкістю, яка визначається законами теплопередачі.

Теплообмінні апарати – апарати, призначені для проведення теплових процесів.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата
-----------	----------------	------------	------------	----------------

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш
					3

Теплоносії - тіла (середовища), що беруть участь у теплообміні.

Теплопередача – наука про способи поширення тепла. Закони теплопередачі лежать в основі теплових процесів - нагрівання, охолодження, конденсація, випаровування, випаровування.

Важливо різні елементарні методи поширення тепла: теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання.

Теплопровідність - перенесення тепла внаслідок безладного (теплого) руху мікрочастинок, що безпосередньо стикаються одна з одною.

Конвекція - перенесення тепла внаслідок руху та перемішування макроскопічних обсягів теплоносія.

Природна (вільна) конвекція обумовлена різницею щільностей у різних точках об'єму теплоносія, що виникає внаслідок різниці температур у цих точках.

Вимушена конвекція обумовлена примусовим рухом всього обсягу теплоносія.

Теплове випромінювання - процес поширення електромагнітних коливань з різною довжиною хвиль, зумовлений тепловим рухом атомів або молекул випромінюючого тіла.

Тепловіддача - процес перенесення тепла від стінки до теплоносія або у зворотному напрямку.

Теплопередача — процес передачі тепла від більш нагрітого менш нагрітого теплоносія через поверхню, що їх розділяє, або тверду стінку.

Широке застосування АВО у різних галузях промисловості для конденсації та охолодження технологічних продуктів та енергоносіїв – середовищ із широким спектром теплофізичних властивостей, а також особливості технологічних процесів зумовили появу цілого ряду апаратів повітряного охолодження, що відрізняються як за функціональним призначенням, так і за конструкцією. Однак, загальний принцип дії АВО, заснований на використанні в

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инв.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата						Арку ш
					Ізм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	4

якості охолоджуючого середовища атмосферного повітря, зумовив те, що основні конструктивні відмінності АВО полягають у способі просторового розташування поверхні, що теплопередає, і взаємного розташування теплопередавальної поверхні і вентилятора, що забезпечує переміщення охолодного середовища.

У загальному випадку АВО є апаратом, що складається з двох основних частин: поверхні охолодження і системи подачі повітря, що включає привід. Крім того, складовими частинами апарату є опорні конструкції, що регулюють та допоміжні пристрої.

За принципом дії АВО відносяться до поверхневих апаратів, а за способом передачі теплоти є рекуперативними. У рекуперативних теплообмінниках теплота від одного теплоносія до іншого передається через теплопровідну стінку, що розділяє їх одночасно, а напрям теплового потоку в стінці залишається постійним.

За видом напряму руху теплоносіїв АВО класифікуються як перехресні апарати. Теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках. Охолоджувальне повітря здійснює одноразовий струм через пучок, а гарячий технологічний продукт рухається всередині труб одноразово або за багаторазовою схемою. Відповідно до цього характеру руху АВО по трубному простору поділяються на одноходові та багатходові. Шлях, пройдений теплоносієм без зміни напрямку руху, називають ходом.

Рух повітря щодо поверхні теплообміну АВО примусовий. Однак при низьких значеннях температури навколишнього повітря можлива експлуатація апаратів за його природної циркуляції.

Апарати, що відрізняються за взаємним розташуванням теплообмінної поверхні, бувають двох типів - нагнітального і витяжного. В апаратах нагнітального типу вентилятор розташований до теплообмінної секції в ході

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата		Ивв.№дубл.		Подпись и дата	
	Взам.инв.№		Ивв.№дубл.		Подпись и дата	
Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш	
					5	

повітря. У цьому випадку повітря переміщається через теплообмінну секцію під впливом напору, що створює вентилятор.

В апаратах витяжного типу вентилятор розташований після теплообмінної секції, повітря переміщається за рахунок розрідження, створюваного вентилятором.

Кожен із двох типів апаратів підрозділяється за розташуванням теплообмінної секції: апарати нагнітального типу – на вертикальні, горизонтальні шатрові та зигзагоподібні; апарати витяжного типу - на вертикальні, горизонтальні, V - подібні, П-подібні. Апарати встановлюють по одному або блоками в ряд, нерідко на загальній опорній металоконструкції. Вертикальні конструкції, крім того, можуть встановлюватись по периметру кола.

Найбільш широко і в повному обсязі відмінності типу нагнітання (з нижнім розташуванням вентилятора) слід віднести те, що вентилятор з приводом розміщений в холодному потоці повітря. Це підвищує надійність їх роботи, зменшує споживану потужність через меншу об'ємну витрату повітря, що проходить через вентилятор, спрощує розміщення вентилятора та приводу, полегшує обслуговування. Однак потік повітря, що набігає на трубний пучок, має нерівномірне швидкісне поле, що не дозволяє ефективно використовувати всю теплообмінну поверхню, а низька швидкість нагрітого повітря на виході з теплообмінних секцій може призвести до рециркуляції, чим підвищує температуру нагнітального повітря і зменшує тепловий потік, що відводиться.

При витяжній схемі апаратів горизонтального типу (з верхнім розташуванням вентилятора) швидкісне поле потоку повітря, що входить у теплообмінну секцію рівномірніше, а висока швидкість його на виході з вентилятора виключає рециркуляцію, теплообмінні секції краще захищені від опадів і практично повністю від сонячної радіації. У порівнянні з нижнім розташуванням вентилятора більш ефективно використовується природна

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата
----------	----------------	------------	-----------	----------------

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата
-----	-----------	----------	--------	------

Арку ш
6

конвекція, що збільшує потужність апарата у разі поломки або вимкнення вентилятора.

Верхнє розташування вентилятора вимагає великих витрат потужності на прокачування повітря за однакового теплового потоку, погіршуються умови роботи вентилятора та його обслуговування, виникає необхідність винесення приводу електродвигуна за межі потоку гарячого повітря.

Инів.№подл	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инів. № дубл.	Подпись и дата	<i>Б142 06.00.00.00 ПЗ</i>					Арку ш	
Инів.№подл	Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис						Дата	

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

1.1 Вихідні дані

ЗАВДАННЯ

Виконати розрахунок та проектування конденсатора аміачної холодильної машини.

Вихідні дані

Холодильний агент.....R717 (аміак)

Холодопродуктивність..... $Q = 500$ кВт

Температура кипіння холодильного агента..... $t_0 = -20$ °C

Відносний внутрішній (адіабатний) ККД компресора

холодильної машини..... $\eta_{oi} = \eta_{ad} = \eta_s = 0,8$;

Тип конденсатора.....кожухотрубчастий

Охолоджувальна среда.....повітря

Теплові втрати конденсатора у навколишнє середовище.....відсутні.

Вибір нормальної розрахункової температури повітря

Галузева методика для розрахунку АВО рекомендує вибирати як розрахункову середню температуру сухого повітря 13 годин найбільш спекотного місяця на рік. Зниження розрахункової температури призводить до зменшення продуктивності технологічних установок, до складу яких включено АВО. Однак надмірне завищення розрахункової температури викликає зростання капітальних витрат через збільшення площі теплообміну секції, що теплопередає.

Протягом року температура може перевищувати прийнятну температуру, тому для практичних розрахунків рекомендовано вищі значення розрахункової температури, що визначаються за формулою:

$$t_p = t_e + 0,25(t_{max} - t_e);$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Подпись и дата	
Инв.№дубл.	
Взам. инв.№	
Подпись и дата	
Инв.№подл	

Ізм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата
-----	-----------	----------	--------	------

Арку ш
8

де t_{max} - максимальна температура повітря в цій географічній області, $^{\circ}\text{C}$. $t_{max} = 24,9^{\circ}\text{C}$.

t_{ϵ} - середня температура о 13.00 спекотного місяця (липень) = $23,5^{\circ}\text{C}$.

$$t_p = 23,5 + 0,25(24,9 - 23,5) = 23,85 \approx 24^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки трубний простір апарату за принципом дії близький до апаратів ідеального витіснення, його можна розділити на дві зони: зону охолодження і зону конденсації. По всій довжині конденсації температура постійна $t_k = 31,64^{\circ}\text{C}$.

1.2 Опис технологічної схеми холодильної установки.

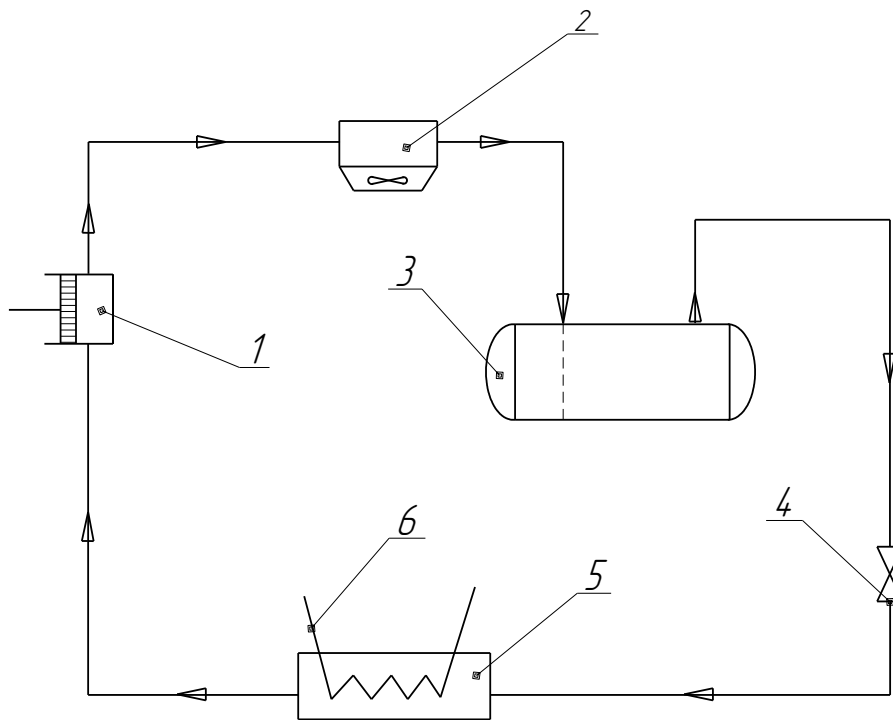


Рисунок 1. 1 – Принципова схема аміачної холодильної машини

На рис.1.1 представлена схема аміачної холодильної машини з одним ступенем стиснення парів холодильного агента, що конденсуються в АВО. На рис.1.2 представлена технологічна схема аміачної холодильної установки.

На рис.1.3 представлений ескіз апарату повітряного охолодження.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата
Взам.инв.№	Ивв.№дубл.
Подпись и дата	Ивв.№подл.

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата
-----	-----------	----------	--------	------

Арку ш
9

Основними пристроями холодильної машини є (рис. 1.1): компресор 1, АВО 2, ресивер збору конденсату пари 3, орган, що дроселює 4, випарник 5, в якому охолоджується те або інше середовище 6, що надходить від споживача холоду. Компресор стискає пари холодильного агента, що відсмоктуються з випарника, від тиску випаровування до тиску конденсації. Перегріта пара надходить до АВО, в якому відбувається ізобаричне охолодження до температури насичення, а потім процес конденсації парів. Рідкий конденсат ізобарично переохолоджується. Охолоджуючим агентом є вода. Переохолоджений конденсат дроселюється зі зниженням тиску. У випарнику холодильний агент вирує при постійному тиску за рахунок теплоти технологічного середовища. Технологічне середовище знижує свою температуру. У конденсаторі теплота передається повітрі АВО. Тиск і температуру випарника вибирають виходячи з необхідної продуктивності та температури охолодження середовища. Температура стиснення аміаку перебуватиме в межах $110-140\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура конденсації для великотоннажних виробництв із застосуванням АВО становить $30-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

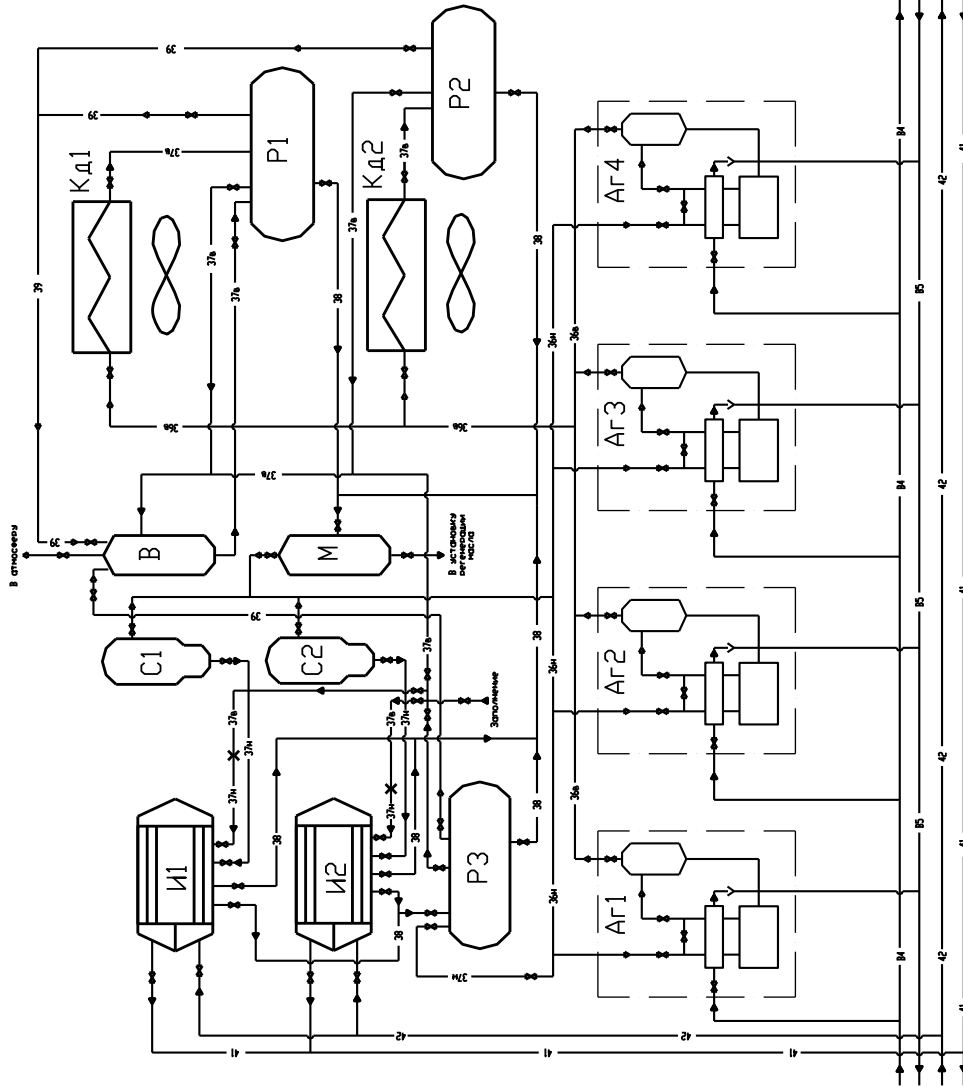
Процес зміни агрегатного стану агента в АВО ділиться на дві частини: охолодження перегрітої пари та її конденсація.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инв.№подл	Подпись и дата		Инв.№дубл.		Подпись и дата	
	Взам. инв. №					
Ізм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата		
						Арку ш
						10

Инв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Арку Ш	№ докум.	Підпис	Дата

Условное обозначение	Наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое
—В4—	Вода оборотная (подача)
—В5—	Вода оборотная (возврат)
—36в—	Пары аммиака высокого давления
—36н—	Пары аммиака низкого давления
—37в—	Жидкий аммиак высокого давления
—37н—	Жидкий аммиак низкого давления
—38—	Аммиак с маслом
—39—	Аммиак с воздухом
—41—	Хладосистема к технологическим аппаратам
—41—	Хладосистема от технологических аппаратов



Обозначение	Наименование	Код	Примечание
АГ1-4	Агрегат компрессорный	4	
КД1, КД2	Конденсатор	2	
Р1-3	Ресивер	3	
И1, И2	Испаритель	2	
С1, С2	Сепаратор	2	
М	Маслосборник	1	
В	Воздухоотделитель	1	

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Рисунок 1.2 – Схема технологическая холодильной аммиачной установки

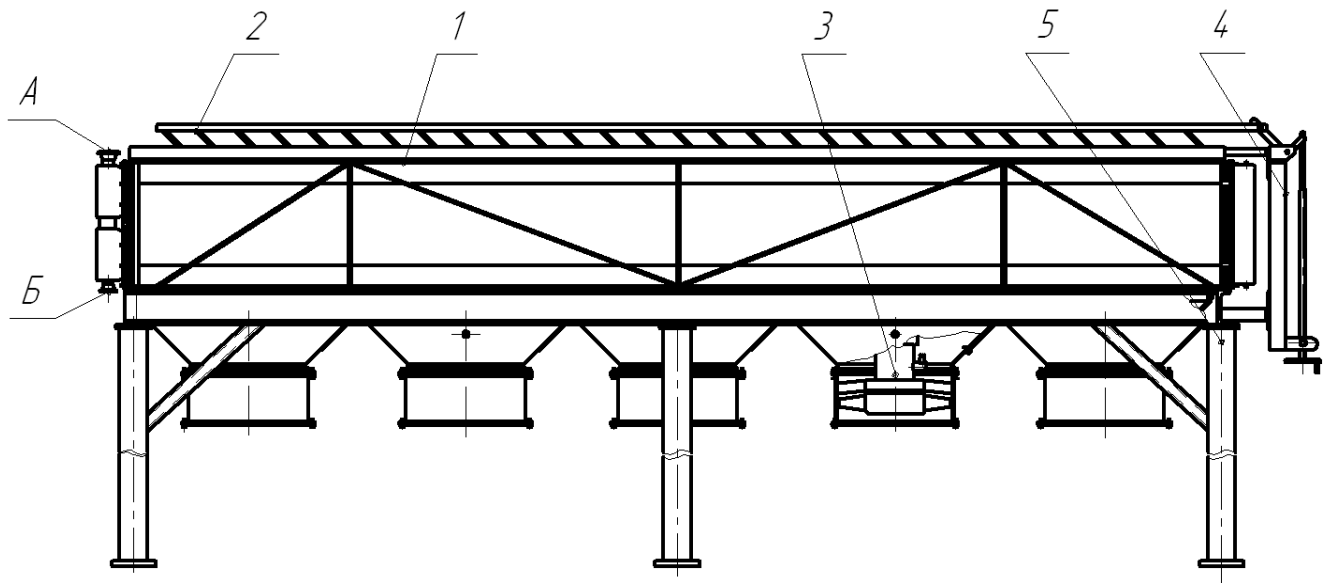


Рисунок 1.3 – Ескіз апарату повітряного охолодження (довжина труб 10 м)

А – штуцер входу газоподібного аміаку; Б - штуцер виходу аміаку, що сконденсувався.

1 – секція АВО; 2 – жалюзі; 3 – вентилятор ВО-800 та привід; 4 - пристрій для повороту жалюзі; 5 – опори.

По конструкції поверхні теплообміну АВО є трубчастими апаратами, які мають традиційному понятті корпусу. Трубний пучок прямокутного фронтального перерізу немає герметизації міжтрубного простору, встановлюються лише бічні стінки, рівні довжині труб. Висота стін залежить від глибини пучка у напрямку руху повітря. Кінці труб пучка закладені в трубних дошках камер, призначених для розподілу продукту по трубах. Одна з камер жорстко з'єднується з бічними стінками, друга має рухоме з'єднання, що забезпечує компенсацію подовження труб при нагріванні. Бічні стінки, що служать для організації потоку повітря, з'єднані балками, утворюють несучу раму теплообмінної секції. Балки рекомендується встановлювати загалом на відстані 1,5 м по довжині труб. У горизонтально розташованій секції

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата

Ивв.№подл	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш
					12

передбачений ухил порядку 1:100 для видалення продукту при зупинці води при гідровипробуваннях апарата.

Стропові пристрої для транспортування та монтажу секцій розташовані на трубних дошках камер.

У більшості випадків застосування АВО тепловіддача з боку повітря значно гірше, ніж з боку продукту, що потребує збільшення зовнішньої поверхні труб у 5-20 разів. Це досягається застосуванням ореброваних труб.

Трубний пучок складається з 6 рядів ореброваних труб. Труби в пучку розташовані зі збільшеним поперечним кроком. Конфігурація з великим кроком у горизонтальному напрямку дає можливість значною мірою зменшити втрати натиску на стороні повітря.

Апарат призначений для конденсації парів аміаку та входить до технологічної лінії холодильної установки.

1.3 Тепловий баланс холодильної установки

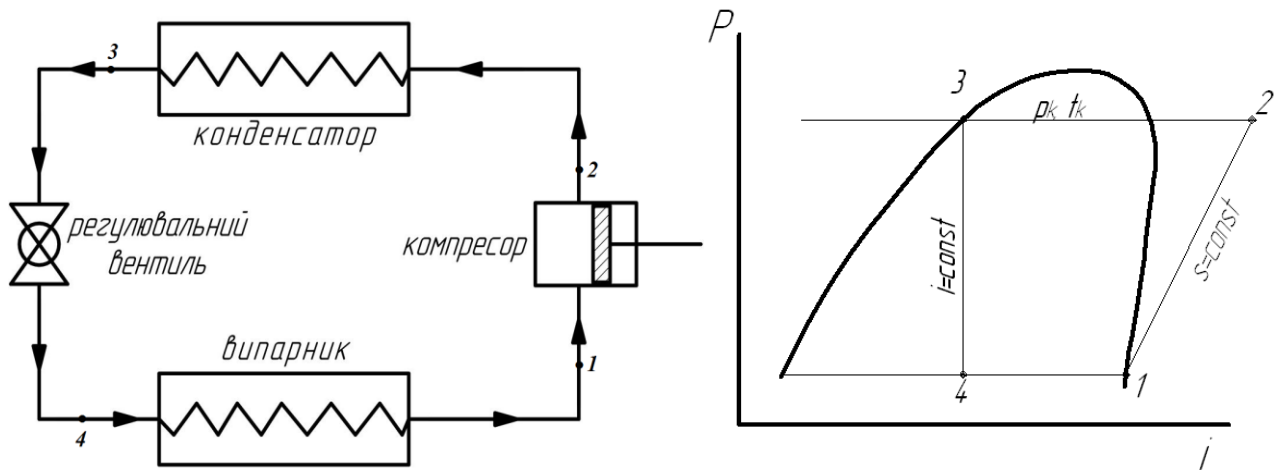


Рисунок 1.4 – Схема холодильного циклу.

КД1, КД2 – конденсатори аміаку; КМ – компресор; І – випарник; ДР – дросель

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата				Арку ш
	Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	
Ив.№дубл.	Подпись и дата				Арку ш
Взам.инв.№	Ив.№дубл.				

З огляду на те, що точка 1 (див. рис.3) знаходиться на прикордонній кривій, по p-i- діаграмі для R717 (аміак) визначаємо, що при температурі кипіння у випарнику $t_0 = -20^\circ\text{C}$ тиск $p_0 = 0,189$ МПа.

З випарника виходить суха насичена пара. За p-i- діаграмою для R717 (аміак) визначаємо питому ентальпію $i_1 = 1430$ кДж/кг.

При температурі конденсації холодильного агента $t_k = 30^\circ\text{C}$ тиск конденсації для аміаку $p_k = 1,165$ МПа.

При адіабатному (ізоентропному) процесі стиснення пари аміаку в компресорі по p-i- діаграмі для R717 визначаємо питну ентальпію в точці 2s $i_{2s} = 1700$ кДж/кг.

Удельна ентальпія холодильного агента на виході із компресора в реальному процесі стиснення в точці 2:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_s}$$

$$i_2 = 1430 + \frac{1700 - 1430}{0,8} = 1767,5 \text{ кДж/кг.}$$

Температура на виході з компресора у реальному процесі стиснення, відповідно до p-i- діаграми для R717, $t_2 = 135^\circ\text{C}$.

Параметри у характерних точках холодильного циклу наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри у характерних точках холодильного циклу:

№ точки	МПа,	Температура, °C	Ентальпія, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
1	0,189	-20	1430	5,9
2s	1,165	112	1700	5,9
2	1,165	135	1767,5	6,05
3	1,165	31,64	340	1,5
4	0,189	-20	340	1,6

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Аркуш
14

Питома холодопродуктивність установки:

$$q_0 = i_1 - i_4;$$

$$q_0 = 1430 - 340 = 1090 \text{ кДж / кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = i_3 - i_2$$

$$q_{кд} = 340 - 1767,5 = -1427,5 \text{ кДж/кг.}$$

Знак «-» вказує на те, що тепло відводиться.

Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = i_{2s} - i_1;$$

$$l_s = 1700 - 1430 = 270 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота компресора:

$$l = i_2 - i_1.$$

$$l = 1767,5 - 1430 = 337,5 \text{ кДж/кг.}$$

Масова продуктивність холодильного агента:

$$G = \frac{Q}{q_0};$$

$$G_x = \frac{Q}{q_0} = \frac{500}{1090} = 0,46 \text{ кг/с.}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_s = m_a \cdot l_s.$$

$$N_s = 0,46 \cdot 270 = 124,2 \text{ кВт.}$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = m_a \cdot l.$$

$$N_e = 0,46 \cdot 337,5 = 155,25 \text{ кВт.}$$

Споживана потужність приводного двигуна:

$$N_{np} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}}.$$

де $\eta_{пер} = 0,99$ - ККД передачі від двигуна до компресора, $\eta_{дв} = 0,85$ - ККД двигуна компресора.

$$N_{np} = \frac{155,25}{0,99 \cdot 0,85} = 184,5 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт перетворення холодильної установки (холодильний коефіцієнт):

$$\varepsilon = \frac{Q_B}{N_{np}}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{N_{np}} = \frac{500}{184,5} = 2,71$$

Теплова потужність конденсатора (теплова потужність, яку треба відвести у конденсаторі):

$$Q_{кд} = q_{кд} \cdot G$$

$$Q_{кд} = -1427,5 \cdot 0,46 = -656,65 \text{ кВт}$$

Знак «-» вказує на те, що тепло відводиться.

Тепловий баланс установки:

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата						Арку
										ш
Изм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата						16
ш										

$$q_0 + l + q_{кд} = 0;$$

$$1090 + 337,5 - 1427,5 = 0$$

Тепловий баланс установки розраховано правильно.

1.3.1 Попередній тепловий розрахунок апарату

При проектуванні теплообмінника розрізняють тепловий конструкторський та тепловий перевірочний розрахунки. Мета теплового конструкторського розрахунку - визначення площі поверхні теплообміну з метою подальшої розробки нової конструкції апарату або підбору його стандартизованих і нормалізованих типів, що випускаються промисловістю, на вихідні дані.

Тепловий розрахунок АВО, що є рекуперативними поверхневими апаратами, складається із спільного рішення рівняння теплового балансу та теплопередачі.

Температура пари аміаку та повітря на межах ділянок (рис. 1.5) :

$$t_1 = 135^{\circ}\text{C} \quad t_k = 30^{\circ}\text{C} \quad t_B = 24^{\circ}\text{C}$$

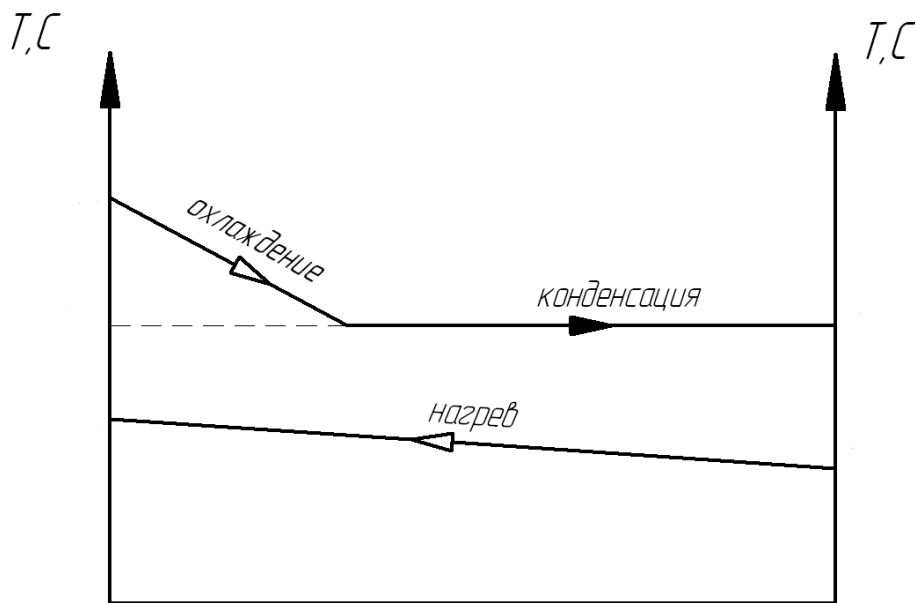


Рисунок 1. 5 – Температурний графік процесу

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку ш
17

Попередньо приймаємо коефіцієнт теплопередачі $K = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Температурний натиск складе:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(135 - 30) - (31,4 - 24)}{\ln \left(\frac{135 - 30}{31,4 - 24} \right)} = 36,80$$

Необхідна поверхня теплообміну:

$$F = \frac{Q_{\text{КД}}}{K \cdot \Delta t_{cp}}$$

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}};$$

$$F = \frac{656650}{20 \cdot 36,8} = 892,2 \text{ м}^2$$

Вибираємо апарат повітряного охолодження 4-х метровий двоходовий з поверхнею теплообміну $F_{\text{П}} = 1191 \text{ м}^2$ (див. розділ 2) .

1.4 Робоча характеристика вентилятора та витрата повітря

Визначимо втрати тиску при трьох значеннях швидкості:

1. Втрати тиску при швидкості $v_1 = 4,5 \text{ м/с}$

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{ст1}} + \Delta p_{\text{дин1}}; \quad (1.12)$$

- щільність повітря при 24°C : $\rho = 1,188 \text{ кг/м}^3$;

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инд.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Инд.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш 18

- теплоємність повітря при 24 °С: $c_p = 1,005$ кДж/кг · ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості: $\vartheta = 15,816 \cdot 10^{-6}$ м² /с.

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = v_1 \cdot l_0 / \vartheta;$$

$$Re_1 = \frac{4,5 \cdot 0,043}{15,816 \cdot 10^{-6}} = 12290$$

Число Ейлера:

$$Eu_1 = 2,7 \cdot z \cdot \left(\frac{l_0}{d_3} \right)^{0,3} \cdot Re_1^{-0,25}; \quad (1.14)$$

$$Eu_1 = 2,7 \cdot 8 \cdot \left(\frac{0,043}{0,00416} \right)^{0,3} \cdot 12290^{-0,25} = 4,14;$$

Втрати статичної складової тиску:

$$\Delta p_{CT1} = Eu_1 \cdot \rho \cdot v_1^2;$$

$$\Delta p_{CT1} = 1,647 \cdot 1,188 \cdot 4,5^2 = 99,579 \text{ Па.}$$

$$\Delta p_{дин1} = \frac{\rho \cdot v_1^2}{2};$$

$$\Delta p_{дин1} = \frac{1,188 \cdot 4,5^2}{2} = 12,026 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{CT1} = 99,579 + 12,026 = 111,606 \text{ Па}$$

Об'ємна витрата повітря вентилятора

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата
	Ивв.№дубл.
Ивв.№докум.	Взам. инв.№
	Подпись и дата

Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш 19
	ш				

$$V_l = v_l \cdot f_x;$$

$$V_l = 4,5 \cdot 6,195 \cdot 3600 = 100400 \text{ м}^3 / \Gamma;$$

На один вентилятор:

$$V = \frac{V_l}{5} = \frac{100400}{5} = 20070 \text{ м}^3 / \Gamma;$$

2. Втрати тиску при $v_2 = 6,0 \text{ м/с}$.

$$\Delta p_2 = \Delta p_{CT2} + \Delta p_{дин2};$$

Число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot l_0}{\rho};$$

$$Re_2 = \frac{6,0 \cdot 0,043}{15,816 \cdot 10^{-6}} = 16380;$$

Число Ейлера

$$Eu_2 = 2,7 \cdot z \cdot \left(\frac{l_0}{d_s} \right)^{0,3} \cdot Re_2^{-0,25};$$

$$Eu_2 = 2,7 \cdot 8 \cdot \left(\frac{0,043}{0,004159} \right)^{0,3} \cdot 16380^{-0,25} = 3,853;$$

Втрати статичної складової тиску:

$$\Delta p_{CT2} = Eu_2 \cdot \rho \cdot v_2^2;$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

$$\Delta p_{CT2} = 3,853 \cdot 1,188 \cdot 6,0^2 = 164,745 \text{ Па};$$

Втрати динамічної складової:

$$\Delta p_{дин2} = \frac{\rho \cdot v_2^2}{2};$$

$$\Delta p_{дин2} = \frac{1,188 \cdot 6,0^2}{2} = 21,380 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = 164,745 + 21,380 = 186,125 \text{ Па}.$$

Об'ємна витрата повітря:

$$V_2 = v_2 \cdot f_x \cdot 3600;$$

$$V_2 = 6,0 \cdot 6,195 \cdot 3600 = 133800 \text{ м}^3 / \text{Г};$$

На один вентилятор

$$V_2 = \frac{V_2}{5} = \frac{133800}{5} = 26760 \text{ м}^3 / \text{р}.$$

3 Втрати тиску при швидкості $v_3 = 7,5 \text{ м/с}$.

$$\Delta p_3 = \Delta p_{CT3} + \Delta p_{дин3};$$

Число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{v_3 \cdot l_0}{\rho};$$

$$Re_2 = 7,5 \frac{10,0 \cdot 0,043}{15,188 \cdot 10^{-6}} = 20480;$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инд. №подл	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. №дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку ш
21

Число Ейлера

$$Eu_2 = 2,7 \cdot z \cdot \left(\frac{l_0}{d_s} \right)^{0,3} \cdot Re_3^{-0,25};$$

$$Eu_2 = 2,7 \cdot 8 \cdot \left(\frac{0,043}{0,00416} \right)^{0,3} \cdot 20480^{-0,25} = 3,644;$$

Втрати статичної складової тиску:

$$\Delta p_{стз} = Eu_3 \cdot \rho \cdot v_3^2;$$

$$\Delta p_{стз} = 3,644 \cdot 1,188 \cdot 7,5^2 = 243,447 \text{ Па};$$

Втрати динамічної складової:

$$\Delta p_{динз} = \frac{\rho \cdot v_3^2}{2};$$

$$\Delta p_{динз} = \frac{1,188 \cdot 7,5^2}{2} = 33,407 \text{ Па};$$

$$\Delta p_3 = 243,447 + 33,407 = 276,854 \text{ Па}.$$

Об'ємна витрата повітря:

$$V_3 = v_3 \cdot f_x \cdot 3600;$$

$$V_3 = 7,5 \cdot 6,195 \cdot 3600 = 167300 \text{ м}^3 / \text{Г};$$

На один вентилятор:

$$V = \frac{V_3}{5} = \frac{167300}{5} = 33450 \text{ м}^3 / \text{Г};$$

За знайденими значеннями втрат тиску та витрати повітря будемо криву:

$$\Delta p_1 = 111,606 \text{ Па};$$

$$V_1 = 20070 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$\Delta p_2 = 186,125 \text{ Па};$$

$$V_2 = 26760 \text{ м}^3 / \text{с};$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Индв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Индв.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
	ш				22

$$\Delta p_3 = 276,854 \text{ Па};$$

$$V_3 = 33\,450 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Перетин побудованої кривої та кривої аеродинамічної характеристики вентилятора з кутом установки лопаток 20° і визначатиме необхідну витрату повітря, а також потужність вентилятора.

З графіка витрата повітря однією вентилятором становить $35600 \text{ м}^3/\text{год}$. Масова витрата, при щільності повітря в робочих умовах $1,129 \text{ кг/м}^3$ складе:

$$G_B = \frac{V_B \cdot \rho_B^{p,y}}{3600} = \frac{34500 \cdot 1,129}{3600} = 11,166 \text{ кг/с}.$$

Инв.№подл	Подпись и дата				Инв.№дубл.	Подпись и дата				Инв.№докум.	Підпис	Дата	Аркуш
	Взам. инв.№					Взам. инв.№							
Ізм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Б142 06.00.00.00 ПЗ								23

2 КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ АПАРАТУ

2.1 Вибираємо апарат повітряного охолодження, що має такі геометричні характеристики:

- | | |
|---|----------------------|
| - число ходів гарячим теплоносієм (по трубах) | 1 |
| - кількість ходів по холодному теплоносію (по міжтрубному простору) | 1 |
| - діаметр ребер, d_{op} , м | $49 \cdot 10^{-3}$ |
| - товщина ребра, δ_p , м | $0,50 \cdot 10^{-3}$ |
| - висота ребра, h_p , м | $14,5 \cdot 10^{-3}$ |
| - крок ребра, τ_p , м | $2,5 \cdot 10^{-3}$ |
| - поперечний крок пучка, S_1 , мм | 60 |
| - поздовжній крок пучка, S_2 , мм | 52 |
| - труба | 25 × 2 |
| - зовнішній діаметр оребреної труби, d_H , м | 28 |
| - число труб у секції | 94 |
| - число рядів труб у секції | 8 |
| - коефіцієнт ребра труб | 9 |
| - довжина труби, L_{TP} , м | 4 |
| - число труб у блоці, Z_{TP} (у блоці) | 360 |

Визначимо поверхню теплообміну з боку холодного теплоносія:

$$F_x = \frac{L_{TP}}{\tau_p} \cdot z_{TP} \cdot [2 \cdot 0,785 \cdot (d_{op}^2 - d_H^2) + \pi \cdot d_{op} \cdot \delta_p + \pi \cdot d_H \cdot (\tau_p - \delta_p)];$$

$$F_x = \frac{4,0}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 180 \cdot \left[2 \cdot 0,785 \cdot (0,057^2 - 0,028^2) + 3,14 \cdot 0,057 \cdot 0,50 \cdot 10^{-3} + 3,14 \cdot 0,028 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,50 \cdot 10^{-3}) \right] = 1191 \text{ м}^2;$$

Поверхня теплообміну з боку гарячого теплоносія:

$$F_r = \pi \cdot d_{вн} \cdot L_{TP} \cdot z_{TP};$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	
Подпись и дата	
Взам.инв.№	
Ив.№дубл.	
Подпись и дата	

Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		Аркуш 24
-----	-------	----------	--------	------	--	-------------

$$F_r = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 4 \cdot 180 = 47,5 \text{ м}^2;$$

Зовнішня поверхня теплообміну (без ребер):

$$F_{нар} = \pi \cdot d_{вн} \cdot L_{ТР} \cdot z_{ТР};$$

$$F_{нар} = 3,14 \cdot 0,028 \cdot 4,0 \cdot 180 = 63,3 \text{ м}^2;$$

Коефіцієнт збільшення поверхні:

$$\psi = \frac{F_x}{F_r};$$

$$\psi = \frac{1191}{47,5} = 25,074;$$

Коефіцієнт ребра:

$$\varphi = \frac{F_x}{F_H};$$

$$\varphi = \frac{1191}{63,3} = 18,815;$$

Міжреберна площа поверхні:

$$F_{MP} = \pi \cdot d_H \cdot (\tau_p - \delta_p) \cdot \frac{L_{ТР}}{\tau_p} \cdot z_{ТР};$$

$$F_{MT} = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,50 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{4,0}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 180 = 50,668 \text{ м}^2 .$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Площа поверхні ребер:

$$F_p = \frac{L_{TP}}{\tau_p} \cdot z_{TP} \cdot (\pi \cdot d_{op} \cdot \delta_p + 2 \cdot 0,785 \cdot (d_{op}^2 - d_H^2));$$

$$F_p = \frac{4,0}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 180 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,057 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,785 \cdot (0,057^2 - 0,028^2)}{(0,057^2 - 0,028^2)} \right) = 1140,4 \text{ м}^2;$$

Зовнішній ступінь оребрення:

$$\varphi_H = \frac{F_x}{F_{MP}};$$

$$\varphi_H = \frac{1191}{50,668} = 23,506;$$

Умовний визначальний розмір:

$$l_o = \frac{d_H}{\varphi_H} + \left(1 + \frac{1}{\varphi_H} \right) \cdot \sqrt{0,785 \cdot (d_{op}^2 - d_H^2)};$$

$$l_o = \frac{0,028}{23,507} + \left(1 + \frac{1}{23,507} \right) \cdot \sqrt{0,785 \cdot (0,057^2 - 0,028^2)} = 0,043 \text{ м};$$

Еквівалентний діаметр звуженого перерізу:

$$d_{\text{э}} = \frac{2[\tau_p (S_l - d_H) - 2 \cdot \delta_p \cdot h_p]}{2 \cdot h_p + \tau_p};$$

$$d_{\text{э}} = \frac{2 \cdot [2,5 \cdot 10^{-3} (60 \cdot 10^{-3} - 0,028) - 2 \cdot 0,50 \cdot 10^{-3} \cdot 14,5 \cdot 10^{-3}]}{2 \cdot 14,5 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-3}} = 0,0042 \text{ м};$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Аркуш

26

Площа прохідного перерізу для холодного теплоносія:

$$f_x = L_{TP} \left(m_1 \cdot S_1 - m_2 \left(d_H + \frac{2h_p \cdot \delta_p}{2} \right) \right);$$

$$f_x = 4,0 \cdot \left(23 \cdot 0,06 - 22,5 \left(0,028 + \frac{2 \cdot 14,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,50 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-3}} \right) \right) = 2,478 \text{ м}^2;$$

де m_1 - Найбільше число труб у ряду; $m_1 = 23$;

m_2 – середня кількість труб у ряду;

$$m_2 = (23 + 22) / 2 = 22,5;$$

Площа прохідного перерізу для гарячого теплоносія:

$$f_2 = z_h \cdot 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2;$$

де z_h - Число труб в одному ході;

$$f_x = 90 \cdot 0,785 \cdot 0,021^2 = 0,031 \text{ м}^2 .$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата	Б142 06.00.00.00 ПЗ					Арку
										ш
Изм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата						27
	ш									

3 . РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ АПАРАТУ

Втрата тиску з боку гарячого теплоносія (аміаку) в АВО знаходимо за формулою:

$$\Delta p_{mp} = \Delta p_{mp1} + \Delta p_{mp2};$$

де $\Delta p_{mp1}, \Delta p_{mp2}$ - втрати тиску на ділянці охолодження та ділянці конденсації парів аміаку; Па.

$$\Delta p_{mp1} = \left(4\varphi_{ex} + \xi_1 \cdot \frac{L_{mp}}{d_{ен}} + 4\varphi_{вых} + \varphi_{пов} \right) \cdot \frac{\rho_{z1} \cdot v_{z1}}{2};$$

$$\Delta p_{mp2} = \left(4\varphi_{ex} + \xi_2 \cdot \frac{L_{mp}}{d_{ен}} + 4\varphi_{вых} + \varphi_{пов} \right) \cdot \frac{\rho_{z2} \cdot v_{z2}}{2}$$

де ξ_1, ξ_2 – коефіцієнт гідравлічного опору, залежно від агрегатного стану робочого тіла;

$\varphi_{вых} = 1,5$ - коефіцієнт опору виходу;

$\varphi_{ex} = 1,0$ - коефіцієнт опору входу;

$\varphi_{пов} = 2,5$ - коефіцієнт опору повороту;

$$\xi_1 = 0,11 \left[\left(\frac{\Delta}{d_{ex}} \right) + \left(\frac{68}{Re_{z1}} \right) \right]^{0,25};$$

$$\xi_2 = \frac{64}{Re_{z2}};$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

де $\Delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м-середня шорсткість труби.

Re_{z1} - число Рейнольдса на ділянці охолодження парів аміаку;

Re_{z2} - число Рейнольдса на ділянці конденсації парів аміаку.

Число Рейнольдса на ділянці охолодження парів аміаку:

$$Re_{z1} = v_{z1} \cdot \frac{d_{\text{вн}} \cdot \rho_{z1}}{\mu_{z1}},$$

де μ_{z1} - коефіцієнт динамічної в'язкості парів аміаку на першій ділянці (ділянки охолодження) ($\mu_{z1} = 48,21 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с);

v_{z1} - швидкість парів аміаку на першій ділянці

$$v_{z1} = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{z1} \cdot f_2}$$

де f_2 – площа прохідного перерізу для гарячого теплоносія;

ρ_{z1} - густина парів аміаку на першій ділянці ($\rho_{z1} = 8,5488$ кг/м³).

$$v_{z1} = \frac{0,25}{8,5488 \cdot 0,031157} = 9,39 \text{ м/с};$$

Число Рейнольдса на ділянці охолодження парів аміаку:

$$Re_{z1} = 9,39 \cdot \frac{0,021 \cdot 8,5488}{48,21 \cdot 10^{-6}} = 34950;$$

Коефіцієнт гідравлічного опору першій ділянці

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата	Ив.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш

$$\zeta_1 = 0,11 \left[\left(\frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,028} \right) + \left(\frac{68}{34950} \right) \right]^{0,25} = 0,026;$$

Втрата тиску з боку гарячого теплоносія (аміаку) на першій ділянці

$$\Delta p_{mp1} = \left(4 \cdot 1,0 + 0,026 \cdot \frac{4}{0,028} + 4 \cdot 1,5 + 2,5 \right) \cdot \frac{8,555 \cdot 9,39^2}{2} = 6115 \text{ Па.}$$

Число Рейнольдса на ділянці конденсації парів аміаку:

$$\text{Re}_{22} = v_{22} \cdot \frac{d_{\text{вн}} \cdot \rho_{22}}{\mu_{22}},$$

де μ_{21} - коефіцієнт динамічної в'язкості парів аміаку другою ділянці (ділянці конденсації) ($\mu_{22} = 65,0 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м} \cdot \text{с}$);

v_{22} - швидкість парів аміаку на другій ділянці

$$v_{22} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{22} \cdot f_2}$$

де f_2 – площа прохідного перерізу для гарячого теплоносія;

ρ_{22} - щільність парів аміаку на другій ділянці ($\rho_{21} = 695,2 \text{ кг/м}^3$).

$$v_{21} = \frac{0,25}{695,2 \cdot 0,031157} = 0,012 \text{ м/с};$$

Число Рейнольдса на ділянці конденсації парів аміаку:

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата	Ив.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
											30

$$Re_{z2} = 0,012 \cdot \frac{0,021 \cdot 695,2}{65,0 \cdot 10^{-6}} = 2593;$$

Коефіцієнт гідравлічного опору другою ділянці

$$\zeta_2 = \frac{64}{2593} = 0,024;$$

Втрата тиску з боку гарячого теплоносія (аміаку) на другій ділянці

$$\Delta p_{mp2} = \left(4 \cdot 1,0 + 0,024 \cdot \frac{4}{0,028} + 4 \cdot 1,5 + 2,5 \right) \cdot \frac{695,2 \cdot 0,012^2}{2} = 0,905 \text{ Па};$$

Загальний опір з боку гарячого теплоносія становитиме:

$$\Delta p_{mp} = 6115 + 0,9 = 6115,9 \text{ Па.}$$

Втрати тиску з боку охолоджуючого повітря в АВО визначаємо за формулою, Па:

$$\Delta p_x = 1,4 \cdot (27 + 1) \cdot Re_x^{-0,25} \cdot \rho_x \cdot v_x^2 \cdot 19 + 2,5 \cdot (19 - 1) \cdot \rho_x \cdot \frac{v_x^2}{2},$$

де Re_x - число Рейнольдса для повітря (холодного теплоносія);

ρ_x - густина повітря за середньої температури $27^\circ C$ ($\rho_x = 1,177 \text{ кг/м}^3$);

v_x - швидкість повітря:

$$v_x = \frac{G_B}{\rho_x \cdot f_x};$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш 31

де f_x – площа поперечного перерізу за холодним теплоносієм

$$v_x = \frac{56,94}{1,1769 \cdot 6,195} = 7,81 \text{ м/с};$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_x = v_x \cdot \frac{l_0}{\varrho_x};$$

де l_0 – визначальний розмір;

ϱ_x - кінематична в'язкість повітря ($\varrho_x = 16,077 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)

$$\text{Re}_x = 7,81 \cdot \frac{0,043}{16,077 \cdot 10^{-6}} = 20890;$$

$$\Delta p_x = 1,4 \cdot (27 + 1) \cdot 20890^{-0,25} \cdot 1,1769 \cdot 7,81^2 \cdot 19 + 2,5 \cdot (19 - 1) \cdot 1,1769 \cdot \frac{7,81^2}{2} = 6027 \text{ Па}$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инів.№подл	Подпись и дата	Инів.№дубл.	Взам. инв.№	Подпись и дата	Инів.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
	Подпись и дата	Инів.№дубл.	Взам. инв.№	Подпись и дата							

4. ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

Основними параметрами, що визначають конструкцію апарату з погляду його надійності та міцності, є середовище, тиск і температура, а також вибраний конструктивний матеріал для його вузлів та елементів.

Основними несучими елементами АВО є камера, трубні грати, фланцеве з'єднання (кругле або прямокутне), штуцера, патрубки та зона їх з'єднання зі стінкою камери, труби та зона їх з'єднання з трубними гратами, а також опорні металоконструкції.

Завданням розрахунку міцності є визначення необхідних товщин елементів і вузлів їх з'єднання, що забезпечують міцність конструкції апарату в цілому.

4.1 Вибір конструкційних матеріалів

При виборі конструкційних матеріалів на основні деталі проектного апарату враховуються такі його найважливіші властивості: характеристики міцності, жаростійкість і жароміцність, корозійна стійкість при агресивному впливі середовища, фізичні властивості, технологічні характеристики, мала схильність до старіння, склад і структура матеріалу, вартість і можливість його отримання наявність стандарту або затверджених технічних умов на його постачання (техніко-економічні показники).

Вибір конструкційних матеріалів основні деталі проектного апарату здійснюється відповідно до рекомендаціями.

Сталь 10X17H13M2T ДЕРЖСТАНДАРТ 5632-72.

Призначення: зварні конструкції, що працюють у середовищах підвищеної агресивності, призначені для тривалих термінів служби при 600 ° С. Сталь корозійностійка аустенітного класу.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш

Таблиця 4.1-Хімічний склад, %

C	Si	Mn	Cr	Ti	Cu	P	S	Ni
					не більше			
0,10	0,8	2,0	0,30	0,30	0,30	0,035	0,040	0,008

Основні фізико-механічні властивості:

модуль пружності E, МПа	2 00000
модуль зсуву G, МПа	77
щільність ρ, кг/м ³	7850
межа міцності σ, МПа, не менше	305
межа плинності σ _T , МПа, не менше	175
відносне звуження ψ, %	51
відносне подовження δ, %	27

Зварюваність: зварюється без обмежень. Способи зварювання: РДС, АДС під флюсом та газовим захистом.

Схильність до відпускнуї крихкості – не схильна.

ВстЗсп5

Замінник - сталь ВстЗпс.

Призначення – несучі елементи зварних та не зварних конструкцій та деталей, що працюють при позитивних температурах. Фасонний та листовий прокат (5-ї категорії) – для несучих елементів зварних конструкцій, що працюють при змінних навантаженнях: при товщині прокату до 25 ммта в інтервалі температур від -40 до +425 ° С; при товщині прокату понад 25 мм– від -20 до +425 ° С за умови постачання з гарантованою зварюваністю.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Ив.№дубл.	Взам.инв.№	Подпись и дата	Подпись и дата							Арку
											ш
Изм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата							34

Таблиця 4.2 – Хімічний склад, %

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu	As
			не більше					
0,14- 0,22	0,40- 0,65	0,12- 0,30	0,04	0,05	0,30	0,30	0,30	0,08

Зварюваність – зварюється без обмежень; способи зварювання: РДС, АДС під флюсом та газовим захистом, ЕШС та КТЗ. Для товщини понад 36 мм рекомендується підігрів та подальша термообробка.

Схильність до відпускнуї крихкості – не схильна.

Основні фізико-механічні властивості:

модуль пружності E, МПа	200000
модуль зсуву G, МПа	77
щільність ρ, кг/м ³	7850
межа міцності, σ, МПа, не менше	370-480
межа плинності σ _T , МПа, не менше	180
відносне звуження ψ, %	56
відносне подовження δ, %	26
твердість за Брінеллем, НВ	111-156

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата
Взам. инв.№	Ив.№дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш
					35

4.2 Розрахунки на міцність

4.2.1 Розрахунок допоміжних величин

Розрахунок основних вузлів та елементів камер роз'ємної конструкції з плоскою прокладкою, що працюють під внутрішнім тиском, необхідно проводити відповідно до нормативних документів.

Геометричні характеристики решітки:

$$B_T = \min\{z \cdot t_2, B_p\};$$

де z - Число труб у поперечному напрямку; $z = 8$;

t_2 - крок труб у поперечному напрямку ; $t_2 = 50$ мм;

B_0 – розрахунковий розмір ґрат у поперечному напрямку; в нашому випадку (при даній конструкції камери) $B_0 = B_p = 520$ мм.

$$B_T = 50 \cdot 8 = 400 \text{ мм};$$

$$\lambda_p = \frac{B_p - B_T}{B_T};$$

$$\lambda_p = \frac{520 - 400}{400} = 0,3;$$

$$\nu = \frac{\pi(d_T - S_T)(S_T - C)}{t_1 \cdot t_2};$$

де t_1 - крок отворів під труби в поздовжньому напрямку; $t_1 = 60$ мм.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Инва.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инва.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку
ш

36

$$v = \frac{3,14(25 - 2)(2 - 0,2)}{60 \cdot 50} = 0,043;$$

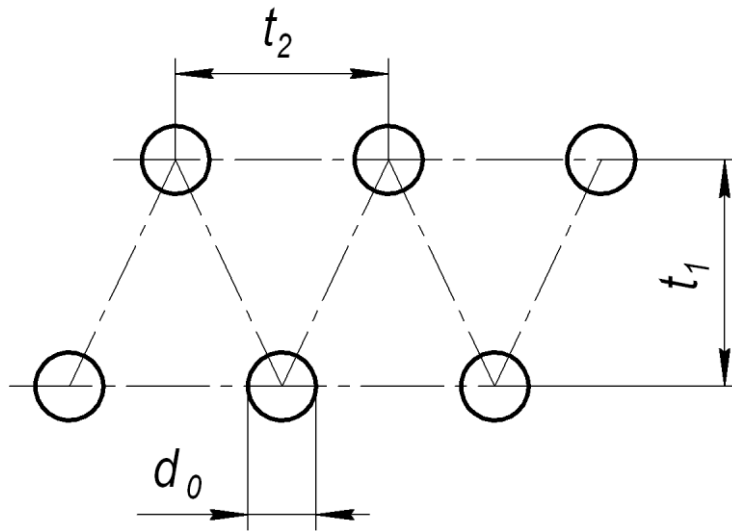


Рисунок 4.1 – Схема розміщення отворів під труби

$$\eta = 1 - \frac{\pi \cdot (d_T - 2S_T)^2}{4 \cdot t_1 \cdot t_2};$$

$$\eta = 1 - \frac{3,14 \cdot (25 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 60 \cdot 50} = 0,842;$$

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_E}{t_1};$$

де $d_E = d_0 - 2S_T = 26 - 2 \cdot 2 = 22$ мм – для труб, закріплених на всю товщину решітки;

$$\varphi_p = 1 - \frac{22}{60} = 0,633;$$

Навантаження, що допускається, на одиницю площі перерізу трубного пучка:

- з умови міцності труб

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку ш
37

$$[q]_r = \nu \cdot \left(1 - \frac{d_T - S_T}{2(S_T - C)} \cdot \frac{p}{[\sigma]_r} \right) [\sigma]_r;$$

де $[\sigma]_r = 131$ МПа, згідно з /2/.

$$[q]_r = 0,043 \cdot \left(1 - \frac{25 - 2}{2(2 - 0.2)} \cdot \frac{1.23}{131} \right) \cdot 131 = 5,295 \text{ МПа.}$$

- з умови міцності кріплення труб у решітці

$$[q]_s = 0,7 \cdot \frac{d_T}{S_T} \cdot \min\{[\sigma]_r; [\sigma]_p\};$$

$$[q]_s = 0,7 \cdot \frac{25}{2} \cdot 126 = 47,41 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт:

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(1,8 \frac{[\sigma]_r}{E_T} \left(\frac{L_k}{d_T - S_T} \right)^2 \right)^2}};$$

де L_k - наведена довжина труб при поздовжньому згині; $L_k = 4000$ мм.

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[1,8 \frac{131}{2,0 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{4000}{25 - 2} \right)^2 \right]^2}} = 0,165.$$

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата
Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку
ш

38

4.2.2 Розрахунок камер нероз'ємної конструкції

При даній конструкції апарата доцільно застосувати нероз'ємну камеру з поперечною перегородкою для поділу трубного простору на два ходи.

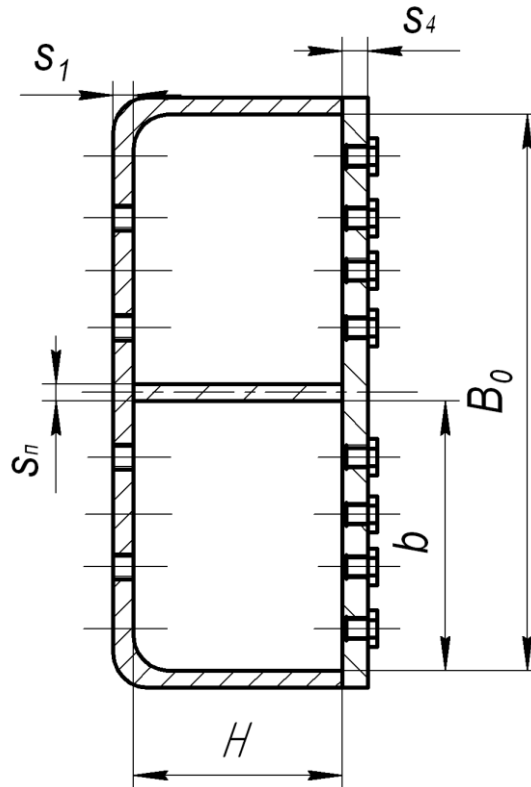


Рисунок 4.2 – Схема камери нероз'ємної конструкції .

Товщина задньої стінки має бути:

$$s_4 \geq 0,5B_p \sqrt{\frac{P}{\varphi_p[\sigma]}} \cdot \sqrt{f_3 + \frac{P}{\varphi_p[\sigma]} \cdot \left[1,5 + \left(\frac{H}{B_p} \right)^2 \right]} + C;$$

де $f_3 = 1$ – для камери обраної конструкції.

$H = 120$ мм – висота камери.

$$s_4 = 0,5 \cdot 520 \cdot \sqrt{\frac{1,23}{0,633 \cdot 131}} \cdot \sqrt{1,0 + \frac{1,23}{0,633 \cdot 131} \cdot \left[1,5 + \left(\frac{120}{520} \right)^2 \right]} + 0,2 = 27,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки рівної 30 мм.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата

Арку ш
39

Товщина решітки дорівнюватиме $s_1 = s_4 = 30$ мм.

Товщина перегородок у камері має бути:

$$s_n \geq \frac{p \cdot b}{2[\sigma]\varphi} + 2c;$$

де $b = 240$ мм – відстань від перегородки до верхньої (нижньої стінки).

$$s_n = \frac{1,23 \cdot 240}{2 \cdot 131 \cdot 0,633} + 0,2 \cdot 2 = 2,21 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину перегородки рівної 5 мм.

Товщина бічної стінки має бути:

$$s_7 \geq 0,71H \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \cdot \sqrt{f_4 + 1,5 \frac{p}{\varphi^2 [\sigma]}} + c;$$

де $f_4 = \frac{l}{1 + \left(\frac{H}{B_0}\right) + \left(\frac{H}{B_0}\right)^2};$

$$f_4 = \frac{l}{1 + \left(\frac{120}{520}\right) + \left(\frac{120}{520}\right)^2} = 0,78$$

$$s_7 = 0,71 \cdot 120 \cdot \sqrt{\frac{1,23}{131}} \cdot \sqrt{0,78 + 1,5 \frac{1,23}{0,633^2 \cdot 131}} + 0,2 = 8,65 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину бічної стінки рівної 10 мм.

Умови міцності кріплення труб у решітці:

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Ивв.№дубл.	Взам. инв.№	Подпись и дата	Подпись и дата
Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Аркуш

40

$$\min\{[q_T]; [q_s]\} \geq p(1 - \eta);$$

$$5,295 \geq 1,23 \cdot (1 - 0,842)$$

5,295 > 0,194 - умова кріплення труб у трубних гратах виконується.

Вибрана конструкція камери повністю відповідає умовам міцності.

Инва.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инва.№дубл.	Подпись и дата

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Арку ш
					41

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Основні характеристики і техніка безпеки при роботі аміачних холодильних установок

Запах – істотна перевага. Аміак – єдиний холодоагент з характерним неприємним запахом, що асоціюється у людей з почуттям страху. На перший погляд, це досить вагома причина, щоб відмовитися від його використання. Однак іншого холодоагенту з такою енергетичною ефективністю не існує. Ось чому винахід технології виробництва синтетичного аміаку було визнано одним з найбільш видатних досягнень останнього століття і відзначено Нобелівською премією. А запах насправді – це скоріше перевага, оскільки навіть найменші витікання можуть бути негайно виявлені й усунені.

Статистика аварій / нещасних випадків, пов'язаних із використанням аміаку. Спеціальна література по аміачним холодильним системам існує вже понад 100 років. Однак, є чимало підстав вважати, що багато фактів все ще не знайшли в ній відображення. Потреба докладної документації з використання аміаку як холодильного агенту очевидна.

Кількість аварій, пов'язаних із витоком аміаку, відносно до загальної кількості систем, невелика. Всі події такого роду, що призвели до смерті, враховуються (в США – останні 11 років, у Великобританії – з 1986 р., в Швеції – з 1940 р.). Судячи за цими даними, шанс протягом року померти від аміаку є лише у двох осіб з мільярда. Для порівняння, за даними американських статистів, ймовірність протягом року загинути від удару блискавки – 32 на мільярд. В результаті травм на виробництві в Швеції гине 5 чоловік з мільйона, через дорожні пригоди – 5 на 100000.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата	Ивв.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш

Хто страждає в результаті контакту з аміаком? При вивченні

нещасних випадків з аміаком стає ясно, що шкоду здоров'ю отримують лише ті, хто знаходився в безпосередній близькості від джерела витоку.

Як правило, це – обслуговуючий персонал.

Неприємних наслідків можна уникнути, якщо використовувати засоби індивідуального захисту, такі як комбінезони, рукавички, захисні маски, що повністю закривають обличчя.

Наслідки нещасних випадків. Нещасні випадки, пов'язані з аміаком, відбуваються не дуже часто. Але які їхні наслідки? Зібрати подібні дані дуже важко. Викиди аміаку викликають серйозну тривогу в суспільстві і засобах масової інформації. Однак, як правило, ніяких серйозних наслідків для здоров'я людей вони не викликають.

Так, восени 2005 р. в Швеції величезний суспільний резонанс отримав викид аміаку на холодильному сховищі в центрі міста. Спрацював детектор витоку аміаку, були приведені в готовність місцеві рятувальні та протипожежні служби. Але нічого серйозного не сталося, запаху не відчували навіть жителі сусідніх будинків.

Необізнаність. Негативне ставлення до аміаку є результатом необізнаності, яка, в свою чергу, пов'язана з тим, що 95 % фахівців холодильної промисловості працюють не з ним, а з іншими холодоагентами і системами. Керівники і проектувальники просто не знайомі з діючими нормами і стандартами щодо застосування аміаку і, відповідно, не розглядають його як можливу альтернативу. Тим часом дотримання і виконання відповідних вимог і директив робить використання аміаку зручним і безпечним.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата	Ивв.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш

Токсичність. У всіх описах аміак поданий як отруйна речовина, але що ми вкладаємо в поняття «отрута»? Як сказав швейцарський лікар, хімік і філософ Парацельс (1493–1541 рр.): «В певному дозуванні отруйна будь-яка речовина». За сучасним визначенням, отрута – це речовина, яка навіть в дуже малих кількостях створює смертельну небезпеку для живих організмів. Тим часом аміак – єдиний холодоагент, чий запах стає нестерпним задовго до того, як концентрація речовини стає небезпечною.

** Концентрацію в 2–5 ррт (мільйонних часток) можна виявити за запахом; вплив залежить від індивідуальних особливостей організму, температури і вологості повітря. Перевага низького порога чутливості до аміаку полягає в тому, що завдяки цьому можлива своєчасна евакуація з небезпечної зони. Навіть люди, які не відчують запаху, відчують його болючий вплив на слизові оболонки і вологі ділянки шкіри.*

Займистість. Термін «вибухонебезпечно» використовується відносно речовин, загоряння яких характеризується детонацією і швидким поширенням полум'я. Згідно ISO 817, при згорянні аміаку виділяється вдвічі менше енергії, ніж при згорянні зрідженого нафтового газу, а швидкість поширення полум'я становить всього близько 8 см/с. Самозаймання аміаку можливе за температури вище 651 °С, і як холодоагент він відноситься до групи В2 (низька займистість). Аміак здатний горіти лише в замкнутих просторах, завдяки чому класифікується як невогнебезпечний за умови використання на відкритому повітрі. Для займання аміаку потрібно набагато більше енергії, ніж для загоряння інших горючих речовин (14 мДж проти 0,26 мДж для метану, етану і пропілену і 0,02 мДж – для газоподібного водню).

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам. инв.№	Инв.№дубл.	Подпись и дата	Ивв.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
											44

Енергії розрядів в трифазних електричних системах напругою 440 В недостатньо для займання аміаку, і це є причиною відсутності будь-яких вимог щодо вибухобезпеки електрообладнання холодильних аміачних систем.

Відповідність вимогам пожежобезпеки. Згідно з директивою АТЕХ (Atmosphere Explosive – франц. «Вибухонебезпечне середовище»), холодильні системи з використанням аміаку не належать до пожежонебезпечних. Виникнення аварійних ситуацій всередині систем неможливе. Але у випадку порушення правил експлуатації, при відкритті системи або під час обслуговування може виникнути загроза довкіллю, тому до роботи з вогнебезпечними речовинами повинен допускатися кваліфікований персонал, який добре знає свою справу.

В останній версії рекомендацій EN 378:2007 зазначено: «... у випадку холодоагентів із характерним запахом, наприклад аміаку, за умови концентрацій нижче максимально допустимої на рівні робочого місця, використовувати детектори для визначення токсичності не потрібно». Наведені граничні обмеження концентрації в 500 ppm і 30000 ppm, «з метою попередження про небезпеку і можливості виникнення пожежі». При досягненні верхньої межі все електрообладнання, яке могло б стати причиною пожежі газової суміші в повітряному середовищі, повинно бути вимкнене. При цьому можуть використовуватися вибухонебезпечні вентилятори і датчики систем виявлення. Ці вимоги включені до стандарту DIN 8975-11.

Займиста концентрація аміаку становить 15–28 %. Це дуже високе значення, і в приміщенні можуть перебувати тільки люди, повністю екіпіровані засобами хімічного захисту. Згідно зі стандартами безпеки, присутність в таких приміщеннях відкритого вогню неприпустимо. Лампи розжарювання необхідно обладнати бризконепроникними кришками, наприклад, пластма-

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ивв.№дубл.	Подпись и дата	Ивв.№подл	Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш

совими плафонами. Люмінесцентні лампи також повинні бути закриті, хоча вони і не нагріваються під час роботи.

Поширення вогню носить короткочасний характер і залежить від об'єму приміщення. Вже через кілька секунд після загоряння співвідношення аміаку та атмосферного кисню стає пожежобезпечним, і якщо полум'я не встигло перекинутися на інші горючі речовини – воно гасне.

Характеристики аміачних систем при пожежі. При пожежі в будівлях з аміачними установками загоряння аміаку не створює особливої загрози. Його теплова енергія і швидкість поширення полум'я низькі, що дає можливість уникнути серйозних збитків в результаті витікання.

Аміак, що витікає в таких випадках піднімається вгору за горючими газами, а його вплив на навколишній простір, якщо він взагалі має місце, зводиться лише до поширення неприємного запаху. Необхідно зауважити, що продукти згоряння аміаку, азот і вода, повністю безпечні для навколишнього середовища. В цьому відношенні він різко відрізняється від гідрофторвуглеводнів. При їх згорянні утворюється фтористоводнева кислота, яка має високу корозійну активність і надзвичайну токсичність.

Норми і правила техніки безпеки. Завдяки досвіду використання аміаку, накопиченому протягом понад 150 років, сучасні аміачні холодильні системи мають високий рівень безпеки, крім того, характерний запах дозволяє швидко виявити будь-яку аварію.

Перші директиви з безпеки холодильних установок були випущені в США вже в 1918 р. За ними пішов випуск нормативів в Німеччині в 1933 р. і видання Шведського збірника норм і правил експлуатації холодильної техніки в 1942 р.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ив.№подл	Подпись и дата	Взам.инв.№	Ив.№дубл.	Подпись и дата
----------	----------------	------------	-----------	----------------

Изм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
	ш				46

Сьогодні в більшості країн є свої стандарти. У США діють ASHRAE 15 і ANSI/PIAR 2, в Європі діє стандарт EN 378:2000 і директиви по машинному обладнанню (MD), обладнання, що працює під тиском (PED), і устаткування, що використовується у вибухонебезпечних середовищах (ATEX).

Вентиляція машинних відділень. Стандарти з холодильних установок регламентують параметри вентиляції в приміщенні, де розміщується обладнання для роботи з аміаком. Вентиляція потрібна для видалення надлишкового тепла і недопущення рівня концентрації, при якому можливе займання. Часто рятувальні служби забороняють використання вентиляції в машинних відділеннях, щоб позбавити жителів сусідніх будинків від їдконого запаху. Але це суперечить вимогам до умов праці на робочому місці.

У минулому холодильна промисловість відмовлялася повною мірою використовувати аміак, вважаючи його небезпечним. Всі запевнення про те, що цей холодоагент легкий у використанні і не небезпечний за умови дотримання певних правил і норм, залишалися без уваги.

Найбільші витрати в випадку викидів аміаку пов'язані з очищенням, відновленням відносин з громадськістю та продовженням виробництва. Приховати запах аміаку в разі витоку неможливо, а засоби масової інформації «роздувають» таку подію, надаючи їй набагато більшого значення, ніж жителі сусідніх будинків. У випадку серйозного викиду відстань, на якій можна відчути запах за умови поганих погодних умов, становить 1500 м. А засоби масової інформації протягом декількох годин «розносять» цей запах по всьому світу.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Ивв.№подл	Подпись и дата				Арку ш
	Ивв.№дубл.				
Ивв.№подл	Подпись и дата				Арку ш
	Взам.инв.№				
Ивв.№подл	Подпись и дата				Арку ш
	Изм				
Ивв.№подл	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	47

ВИСНОВКИ

1. У роботі було і було виконано розрахунки аміачної холодильної установки, наведено її опис із технологічними параметрами основних потоків.
2. У ході виконання роботи було розраховано та підібрано апарат повітряного охолодження для конденсації парів аміаку.
3. Виконаний розділ з охорони праці.

Ивв.№подл	Изм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата	Б142 06.00.00.00 ПЗ	Арку ш
Подпись и дата	Взам. инв. №	Ивв. № дубл.	Подпись и дата				

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Василенко С.М., Українець А.І., Олішевський В.В.. Основи тепломасообмін / За ред. Гулого І.С., навчальне видання.– К.: НУХТ, 2004.– 250с.
2. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Теплообмін: навч. посіб./ – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. – 100 с.
3. Акмен Р.Г. Тепло- та масообмін: текст лекцій і задачі з коментарями до розв’язання для студентів спеціальностей 7.050601-01 «Теплоенергетика» і 7.050601-02 «Енергетичний менеджмент»/Р.Г.Акмен. – Х. : НТУ «ХП», 2009.– 148 с.
4. Теплотехнічні процеси та установки розрахунок кожухотрубного теплообмінника / В. І. Шкляр, В. В. Дубровська.
5. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс: Навчальний посібник. – 2-е видання Х: «Видавництво САГА», 2008. – 320 с
6. Основи охорони праці / К.Н. Ткачук та ін. - К.: Основа, 2006. - 448 с.
7. Основи охорони праці: підручник / М.С. Одарченко, А.М. Одарченко, В.І.Степанов, Я.М. Черненко. - Х.: Стиль-Іздат, 2017. - 334 с
8. Буракова С.О. Довідник інженера з охорони праці/ С.О. Буракова. - КамПод.: Абетка, 2005. - 112 с.
9. Охорона праці в теплоенергетиці: підруч. / С.А.Гавриш, А.С. Гавриш. – Вид. 2-ге, переробл. й доповн. - К.: Талком, 2020. 589с. ISBN 978-617-7832-10-1.
10. Охорона праці та цивільний захист: підручник / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров, В. В. Зацарний, Ю. О. Полукаров, О. В. Землянська. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с.

Б142 06.00.00.00 ПЗ

Підпись и дата					
Инв.№дубл.					
Взам. инв.№					
Підпись и дата					
Инв.№подл					
Ізм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Аркуш
					49