

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩІЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
«РОЗРАХУВАТИ АБСОРБЦІЙНО-ХОЛОДИЛЬНУ УСТАНОВКУ.
СПРОЕКТУВАТИ ХОЛОДИЛЬНИК-КОНДЕНСАТОР»
З КУРСУ «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ IV–V КУРСІВ МЕХАНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Затверджено на засіданні
кафедри процесів та апаратів
хімічної технології
Протокол № 9 від 17.06.2013

Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Розрахувати абсорбційно-холодильну установку. Спроекувати холодильник-конденсатор» з курсу «Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів IV–V курсів механічних спеціальностей / Укл.: Опарін С.О., Зражевський В.І., Задорожній В.М. – Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2014. – 36 с.

Укладачі: С.О. Опарін, канд. техн. наук

В.І. Зражевський, канд. техн. наук

В.М. Задорожній, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, д-р техн. наук

Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Розрахувати абсорбційно-холодильну установку. Спроекувати холодильник-конденсатор» з курсу «Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів IV–V курсів механічних спеціальностей.

Укладачі: ОПАРІН Сергій Олександрович

ЗРАЖЕВСЬКИЙ В'ячеслав Іванович

ЗАДОРОЖНІЙ Володимир Михайлович

Редактор Л.М. Тонкошкур

Коректор В.П. Синицька

Підписано до друку 04.09.14. Формат 60×84 1/16. Папір ксерокс. Друк різнограф. Умов. друк. арк. 1,64. Обл.-вид. арк. 1,71. Тираж 100 прим. Зам. № 3. Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ, 5, просп. Гагаріна, 8

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

Методичні вказівки призначені для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання, що вивчають курс «Процеси та апарати хімічних виробництв». Посібник складений з метою допомогти студентові в роботі над спеціальною літературою, стандартами, нормативами, та оволодіти методиками технологічних, конструктивних та інших розрахунків, установок і апаратів, що входять до складу машин для одержання помірного штучного холоду на прикладі абсорбційної холодильної установки.

Для виконання курсового проекту студенту видається завдання на проектування індивідуально або він самостійно вибирає варіант завдання з методичних вказівок [1] згідно з номером залікової книжки. В завданні, як правило, вказано: назва установки; речовини, що оброблюються; продуктивність; температурні параметри; тиск; концентрації, а також апарат установки, що проектується – основний чи допоміжний. Недостатні для розрахунку дані студент обґрунтовано приймає самостійно.

Курсовий проект складається з пояснювальної записки (в середньому 30 сторінок) та двох аркушів (формату А 1) креслень: технологічна схема установки та загальний вигляд апарата, що проектується. Креслення виконуються згідно з вимогами оформлення конструкторської документації, що наведені в методичних вказівках [2].

Згідно з [2] пояснювальна записка складається з наступних розділів у такій послідовності:

- вступ;
- загальна частина;
- технологічний розрахунок установки;
- технологічний розрахунок апарата;
- конструктивний розрахунок апарата;
- компонований розрахунок апарата;
- гідравлічний розрахунок апарата;
- розрахунок на міцність апарата;
- висновки.

Зміст кожного розділу наведено в поясненнях (коментарях) до відповідного розділу. Не слід надто докладно подавати необхідний матеріал, а лише в обсязі, достатньому для розуміння питання.

Зауважимо, що виконання роботи слід починати з перших двох розділів, оскільки на їх підставі базується весь подальший розрахунок.

Нижче наведено приклад оформлення пояснювальної записки та розрахунку.

ЗАВДАННЯ

Розрахувати абсорбційно-холодильну установку холодопродуктивністю $Q_0=300$ кВт для охолодження ацетону від початкової температури $t_p=10^\circ\text{C}$ до кінцевої $t_k=-10^\circ\text{C}$. Початкова температура охолоджуючої води $t_v=15^\circ\text{C}$. Температура гріючої пари $t_{гп}=150^\circ\text{C}$. Робочий розчин – водоаміачний. Спроекувати холодильник-конденсатор.

ВСТУП

Для отримання низьких температур, недосяжних при охолодженні природними агентами (вода, повітря), застосовують штучний холод. Штучне охолодження широко використовується в хімічній промисловості (для скраплення газів з подальшим розділенням сумішей шляхом ректифікації при низьких температурах, для кристалізації, деякі процеси абсорбції та ін.) і в інших галузях народного господарства (зберігання і перевезення харчових продуктів, кондиціонування повітря та ін.).

Штучне охолодження завжди пов'язане з перенесенням тепла від тіла з нижчою до тіла з вищою температурою, тому додаткова витрата енергії – необхідна умова отримання холоду.

Для отримання холоду в техніці застосовують наступні способи:

- 1) випарювання низькокиплячих рідин;
- 2) розширення стиснених газів в розширювальній машині (детандері);
- 3) дроселювання стиснених газів і пари.

Умовно розрізняють помірне (до температур – 100°C) і глибоке (до температур нижче – 100°C) охолодження. Для помірного охолодження використовують компресійні, абсорбційні і паро-ежекторні холодильні машини. Для глибокого охолодження застосовують холодильні цикли, які засновані на дроселюванні і розширенні газів в детандері.

В даному курсовому проекті згідно із завданням для охолодження ацетону застосовується абсорбційно-холодильна установка (АХМ), в якій як робоче середовище використовується водоаміачний розчин.

Густина водоаміачного розчину за нормальних умов – 918 кг/м^3 ; питома теплоємність при 20°C та тиску $0,1 \text{ МПа}$ – $4,315 \text{ кДж(кг}\cdot\text{K)}$. Переваги водоаміачного розчину як холодильного агента: помірні значення тисків, низька температура кипіння, високі значення коефіцієнтів тепловіддачі, доступність.

Аміак – безбарвний газ з різким неприємним запахом. Хімічна формула NH_3 . Молекулярна маса $17,03 \text{ кг/кмоль}$. Питома теплота пароутворення 1330 кДж/кг при температурі – 20°C . Температура кипіння – $33,42^{\circ}\text{C}$, плавлення – $77,42^{\circ}\text{C}$. Аміак – найбільш розповсюджений холодильний агент середнього тиску. Перевагами аміаку, як холодоагенту, є: значна питома теплота пароутворення, невеликий надлишковий тиск його пари у випарнику і помірний тиск в конденсаторі, дешевизна.

Аміак не викликає корозії чорних металів (чавун, сталь) і алюмінію, проте в присутності вологи роз'їдає мідь, цинк, бронзу. Він не розчинюється в маслі та інтенсивно поглинається водою.

Недоліки аміаку як холодильного агента: отруйність, займистість і вибухонебезпечність у суміші з повітрям, корозія міді та її сплавів у присутності вологи.

Аміак дуже добре поглинається водою і цей розчин має температуру кипіння значно вищу, ніж температура кипіння самого аміаку.

Ацетон – безбарвна легкорухлива летка рідина з характерним запахом. Він повністю змішується з водою і більшістю органічних розчинників. Температура кипіння $56,3^{\circ}\text{C}$; густина за нормальних умов $790,8 \text{ кг/м}^3$; питома теплоємність при 20°C – $2,22 \text{ кДж(кг}\cdot\text{K)}$; температура плавлення – $95,35^{\circ}\text{C}$.

На відміну від компресійних холодильних машин, отримання холоду в абсорбційних машинах здійснюється не шляхом безпосередньої витрати механічної енергії, а за рахунок використання тепла невисокого потенціалу. У цих машинах круговий процес супроводжується витратою теплової енергії та здійснюється за допомогою так званого термокомпресора.

Абсорбційно-холодильні установки доцільно використовувати у випадку відносно великої холодопродуктивності та наявності вторинних енергоресурсів (відпрацьоване тепло ТЕЦ, екстра-пара випарних установок, гаряча вода, що скидається і т.п.).

Установка складається з апаратів, в яких відбуваються процеси конденсації і випарювання аміаку, кипіння міцного аміачного розчину і його отримання в результаті абсорбції аміаку слабким аміачним розчином.

Згідно із завданням необхідно спроектувати холодильник-конденсатор, який призначений для охолодження та конденсації парів холодоагенту перед дроселюванням.

Метою проекту є визначення технологічних параметрів абсорбційно-холодильної установки та розмірів вибраної конструкції холодильника-конденсатора, які забезпечують його роботу в заданому технологічному режимі та запропонованій холодопродуктивності.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Теоретичні основи одержання помірною холоду

Як відомо із термодинаміки, перенос тепла із нижчого температурного рівня на вищий супроводжується зменшенням ентропії і тому не може відбуватися самодовільно. Для того, щоб здійснити такий процес, його необхідно сполучати з іншим, який йде із зростанням ентропії, тобто із витратою енергії.

У холодильних установках перенос тепла від середовища з більш низькою температурою до середовища з більш високою температурою здійснюється за допомогою робочого тіла, яке називають холодильним агентом.

Одержання холоду відбувається за круговим процесом, або циклом, найбільш ефективним є зворотний цикл Карно, що складається з наступних процесів:

- адіабатичне стискання пароподібного холодоагенту;
- ізотермічна конденсація пари холодильного агента при вищій температурі з віддачею навколишньому середовищу теплоти конденсації;

- адіабатичне розширення рідкого холодоагенту до низької температури;
- ізотермічне випаровування рідкого холодоагенту при низькій температурі з відбором від охолоджуємого середовища теплоти випаровування.

Термодинамічна ефективність холодильних циклів виражається відношенням холодопродуктивності Q_0 до витраченої роботи L [3].

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0}{Q - Q_0}. \quad (1.1)$$

Величина ε називається холодильним коефіцієнтом, що показує, яку кількість тепла сприймає холодильний агент від охолоджуємого середовища на одну одиницю витраченої роботи.

В абсорбційних холодильних машинах одержання холоду здійснюється не шляхом безпосередньої витрати механічної енергії, а за рахунок використання тепла невисокого потенціалу.

Дія АХМ заснована на поглинанні (абсорбції) пари холодильного агента абсорбентом при тисковій випарюванні p_0 з наступним його видаленням (при тисковій конденсації p) шляхом нагрівання. В абсорбційних холодильних машинах найбільш розповсюдженим холодильним агентом є аміак, а поглиначем (абсорбентом) – вода.

1.2 Технологічна схема установки та її опис

Установка працює наступним чином.

Міцний аміачний розчин (рис. 1.2), що утворився в абсорбері *II*, насосом *III* перекачується у генератор-кип'ятильник *I*. За рахунок тепла, яке підводиться гріючою парою, розчин кипить. Пара аміаку, що при цьому утворилась, направляються в холодильник-конденсатор *V*, в якому конденсуються та охолоджуються, пройшовши дросельний вентиль *VII* дроселюються та спрямовуються у випарник *VI*. Із генератора-кип'ятильника *I* через дросельний вентиль *IV* слабкий аміачний розчин надходить в абсорбер. В результаті абсорбції NH_3 слабким аміачним розчином утворюється міцний аміачний розчин, який насосом перекачується в кип'ятильник і так цикл повторюється знову. Для охолодження в абсорбері та холодильнику-конденсаторі використовують воду.

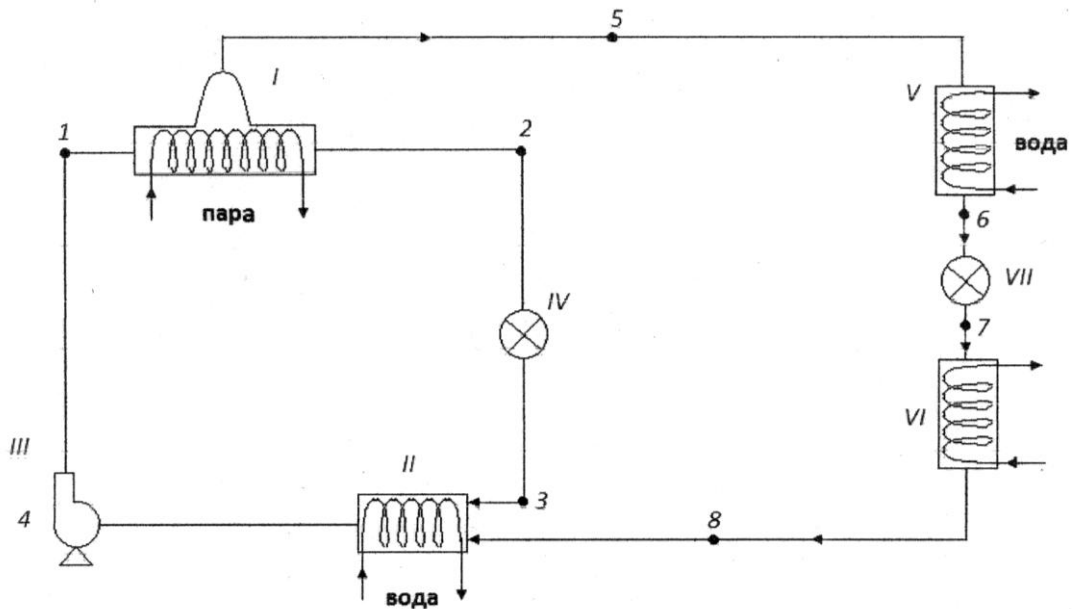


Рисунок 1.2 – Технологічна схема установки: I – генератор-кип'ятильник; II – абсорбер; III – насос; IV, VII – дросельні вентиля; V – холодильник-конденсатор; VI – випарник

1.3 Теплообмінні апарати холодильних установок

Вживані в холодильних установках холодильники-конденсатори за способом відводу тепла діляться на:

- 1) проточні, в яких тепло відводиться водою;
- 2) зрошувально-випарні, в яких тепло відводиться водою, що випаровується у повітря;
- 3) конденсатори повітряного охолодження.

Для холодильних установок великої та середньої продуктивності зазвичай використовують проточні конденсатори, що являють собою горизонтальні та вертикальні кожухотрубні та горизонтальні змійовикові теплообмінники, в яких змійовики розміщуються в кожусі (кожухозмійовикові).

Конструкції теплообмінників повинні вирізнятися простотою, зручністю монтажу та ремонту. В ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати найменш можливе забруднення поверхні теплообміну і бути легкодоступною для огляду і чистки.

Кожухотрубчасті теплообмінники відносяться до числа найбільш часто вживаних поверхневих теплообмінників. На рис. 1.3 наведено схему кожухотрубчастого теплообмінника жорсткої конструкції, який складається із корпусу або кожуха 1 та приварених до нього трубних решіток 2. В трубних решітках закріплений пучок труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках і болтах) кришки 4. В кожухотрубчастому теплообміннику одне із середовищ (I), що обмінюється теплом, рухається всередині труб (у трубному просторі), а друге (II) – у міжтрубному просторі.

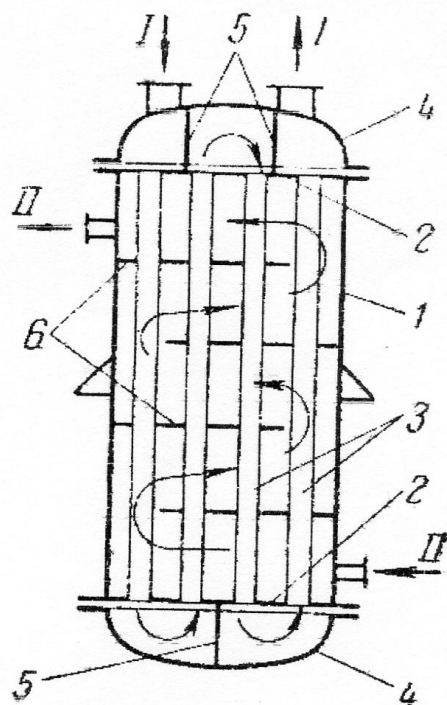


Рисунок 1. 3 – Кожухотрубчастий багатоходовий теплообмінник:
1 – корпус (обичайка); 2 – трубні решітки; 3- труби; 4 – кришки;
5 – перегородки в кришках; 6 – перегородки в міждіафрагмовому просторі

1.4. Вибір конструкції холодильника-конденсатора

В якості холодильника-конденсатора в абсорбційно-холодильній установці приймаємо кожухотрубчастий теплообмінник. Охолоджуючу воду подаємо в трубний простір, а пару аміаку – в міждіафрагмовий простір. Відповідно до ГОСТ 15121-79 по трубному простору конденсатори можуть бути дво-, чотири- та шестиходовими.

Для економії виробничої площі вибираємо вертикальне розміщення апарата.

1.5 Вибір матеріалу холодильника-конденсатора

В хімічній технології застосовуються теплообмінники, що виготовляються з різноманітних металів (вуглецевих і легированих сталей, міді, титану, танталу та ін.), а також із неметалевих матеріалів, наприклад, графіту, тефлону та ін. Вибір матеріалу диктується в основному його корозійною стійкістю та теплопровідністю, причому конструкція теплообмінного апарата істотно залежить від властивостей вибраного матеріалу.

Згідно з умовами роботи і агресивністю водоаміачного розчину для виготовлення корпусу холодильника-конденсатора вибираємо сталь товстолистову 1X21H5T згідно з ГОСТ 7350-66, а труби згідно з ГОСТ 9940-62 (або ГОСТ 9941-62) з тієї ж марки сталі. Сталь 1X21H5T призначена для виготовлення обичайок, днищ, фланців та інших деталей хімічної апаратури, яка працює з агресивними середовищами.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ

2.1 Вибір робочих умов процесу

Режим роботи установки визначається трьома температурами:

- 1) температурою гріючої пари – $t_{gn} = 150^{\circ}C$;
- 2) температурою охолоджуючої води – $t_{2n} = 15^{\circ}C$;
- 3) температурою охолоджуваного середовища – $t_{oc} = -10^{\circ}C$;

за якими визначаємо температури в кожному апараті.

Найвища температура кипіння розчину в генераторі-кип'ятильнику приймається на $5 \div 10^{\circ}C$ нижче, ніж температура гріючої пари [7]:

$$t_2 = t_{gn} - (5 \div 10) = 150 - 10 = 140^{\circ}C.$$

Найнижча температура конденсації холодоагента в холодильнику-конденсаторі приймається на $5 \div 10^{\circ}C$ вище, ніж температура води [7]:

$$t_6 = t_{2n} + (5 \div 10) = 15 + 10 = 25^{\circ}C.$$

Найнижча температура у випарнику приймається на $5 \div 10^{\circ}C$ нижче, ніж температура охолоджуваного середовища [7]:

$$t_o = t_{oc} - (5 \div 10) = -10 - 10 = -20^{\circ}C.$$

Найвища температура у випарнику приймається $3 \div 8^{\circ}C$ вище, ніж температура води [7]:

$$t_8 = t_o + (3 \div 8) = -20 + 5 = -15^{\circ}C.$$

Найнижча температура розчину в абсорбері приймається на $5 \div 10^{\circ}C$ вище, ніж t_o [7]:

$$t_4 = t_{2n} + (5 \div 10) = 15 + 10 = 25^{\circ}C.$$

Тиск в холодильнику-конденсаторі і кип'ятильнику P_k визначаємо за нижчою температурою в конденсаторі $t_6 = 25^{\circ}C$, а у випарнику і абсорбері P_o – за найнижчою температурою у випарнику $t_o = -20^{\circ}C$ по діаграмі $T-S$ (рис. 2.1) для чистого аміаку із введенням поправки у розмірі $0,01 \div 0,03$ МПа на присутність пари води [7]:

$$P_k = P'_k + \Delta P_k = 0,85 + 0,02 = 0,87 \text{ МПа},$$

$$P_o = P'_o + \Delta P_o = 0,16 - 0,02 = 0,14 \text{ МПа}.$$

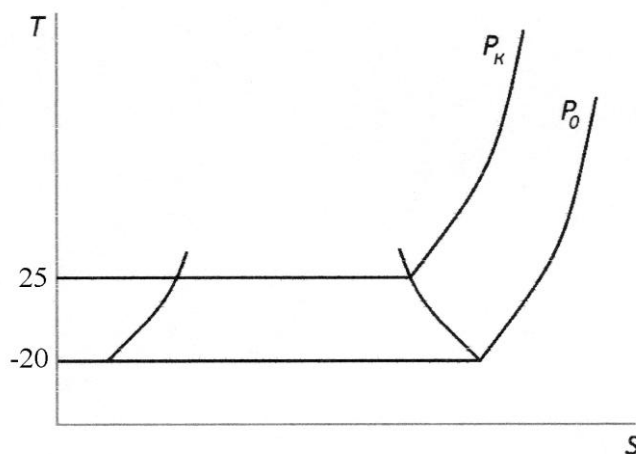


Рисунок 2.1 – T-S діаграма для аміаку

2.2 Побудова циклу роботи АХМ

Зображення циклу роботи АХМ на i - x діаграмі наведено на рис. 2.2.

Побудову циклу установки починаємо з точки 4. Точка 4 характеризує стан міцного розчину, що утворився в абсорбері, та знаходиться на перетині ізобари P_0 та ізотерми t_4 . По лінії 4–1 відбувається нагрівання аміачного розчину у кип'ятильнику.

По i - x діаграмі водоаміачного розчину за відомими значеннями параметрів знаходимо необхідні значення невідомих параметрів.

Відомо: $P_4 = 0,14 \text{ МПа}$, $t_4 = 25^\circ \text{C}$.

По діаграмі знаходимо: $i_4 = -10 \text{ кДж/кг}$, $x_4 = 0,36 \text{ кг/кг}$.

Точка 1, що характеризує початок кипіння в кип'ятильнику, знаходиться на ізобарі P_k .

Відомо: $P_1 = 0,87 \text{ МПа}$, $x_1 = x_4 = 0,36 \text{ кг/кг}$.

По діаграмі знаходимо: $i_1 = 280 \text{ кДж/кг}$, $t_1 = 82^\circ \text{C}$.

Кінець кипіння (точка 2) визначиться зовнішньою температурою кипіння – t_k .

Відомо: $P_2 = 0,87 \text{ МПа}$, $t_2 = 140^\circ \text{C}$.

По діаграмі знаходимо: $i_2 = 550 \text{ кДж/кг}$, $x_2 = 0,12 \text{ кг/кг}$.

Точка 3 співпадає з точкою 2, оскільки при дроселюванні ентальпія і концентрація залишаються постійними, змінюється тиск, температура і стан холодоагенту.

$P_3 = 0,14 \text{ МПа}$, $x_3 = x_2 = 0,36 \text{ кг/кг}$, $i_3 = i_2 = 550 \text{ кДж/кг}$.

Точка 5, що характеризує стан пари, яка виходить з кип'ятильника, знаходиться по середній концентрації киплячої рідини:

$$x_{cp} = \frac{x_2 + x_4}{2} = \frac{0,12 + 0,36}{2} = 0,24 \text{ кг/кг}.$$

Відомо: $P_5 = 0,87 \text{ МПа}$.

По діаграмі знаходимо: $i_5 = 1950 \text{ кДж/кг}$, $x_5 = 0,86 \text{ кг/кг}$, $t_5 = 112^\circ \text{C}$.

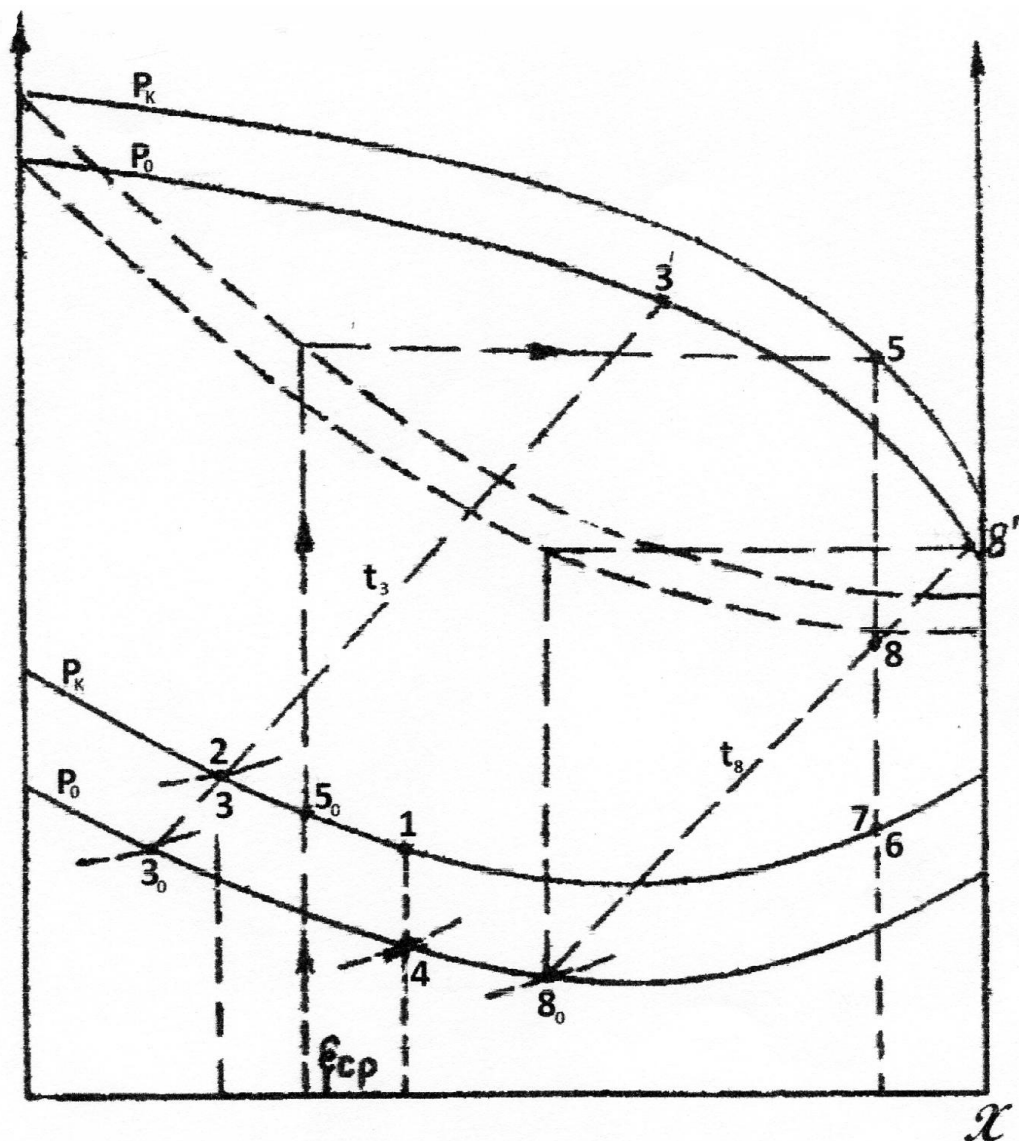


Рисунок 2.2 – Зображення циклу роботи АХМ на діаграмі i – x :

- 1 – стан розчину в генераторі, який відповідає початку процесу кипіння міцного розчину;
- 2 – закінчення процесу кипіння розчину в генераторі;
- 3 – стан слабкого розчину після дроселювання;
- 3₀ – стан слабкого розчину перед надходженням до абсорбера;
- 3 – стан пари, рівноважний стану слабкого розчину;
- 4 – стан міцного розчину на виході із абсорбера (початок процесу в генераторі);
- 5 – усереднений стан пари при виході з генератора;
- 6 – стан рідини після конденсації;
- 7 – волога пара після дроселювання;
- 8₀ – стан рідини в кінці процесу кипіння у випарнику;
- 8 – стан пари, рівноважний стану рідини в точці 8₀;
- 8 – стан вологої пари в кінці випарювання.

В холодильнику-конденсаторі пара перетворюється у рідину, стан якої характеризується точкою 6.

Відомо: $P_6 = 0,87 \text{ МПа}$, $x_6 = x_5 = 0,86 \text{ кг/кг}$.

По діаграмі заходимо $i_6 = 320 \text{ кДж/кг}$.

Точка 7 співпадає з точкою 6, так як при дроселюванні не змінюється ентальпія і вміст аміаку в суміші.

Відомо: $P_7 = 0,14 \text{ МПа}$, $x_7 = x_6 = 0,36 \text{ кг/кг}$, $i_7 = i_6 = 550 \text{ кДж/кг}$.

По діаграмі знаходимо: $t_7 = -25^\circ\text{C}$.

Точка 8, що характеризує стан пари після випарника, знаходиться в області вологої пари на перетині лінії x_5 з ізотермою t_8 , що відповідає найвищій температурі у випарнику.

Для побудови ізотерми t_8 в області вологої пари для тиску P_0 знаходимо точки, що характеризують рівноважні стани пари при заданих умовах (8_0 і $8'_0$) та з'єднуємо їх прямою лінією.

Відомо: $P_{8_0} = P_{8'_0} = 0,14 \text{ МПа}$, $t_{8_0} = t_{8'_0} = -15^\circ\text{C}$.

По діаграмі знаходимо: $i_8 = 930 \text{ кДж/кг}$.

У результаті дроселювання при постійній ентальпії частина холодоагенту випаровується та утворюється волога пара (суміш рідини і пари), тому точка 3 лежить на ізотермі вологої пари t_3 . Оскільки температура після дроселювання невідома, її визначають методом підбору. Задаючись значенням температур нижче $t_{2н}$, будують ряд ізотерм вологої пари для тиску P_0 . Після цього, через точку 3 проводять ізотерму паралельно побудованим. Перетин останньої з ізобарою P_0 дає точку 3_0 , якій відповідає температура t_3 . ($t_3 = 76^\circ\text{C}$).

Одержані значення параметрів зведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри роботи АХМ

Найменування точки	№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ МПа}$	$x, \text{ кг/кг}$	$i, \text{ кДж/кг}$
Розчин після абсорбера	4	25	0,14	0,36	-10
Розчин перед генератором	1	82	0,87	0,36	280
Розчин після генератора	2	140	0,87	0,12	550
Розчин після дроселювання	3	76	0,14	0,12	550
Середня концентрація пари на виході з генератора	5	112	0,87	0,86	1950
Рідкий холодоагент перед дроселюванням	6	25	0,87	0,86	320
Стан холодоагенту після дроселювання	7	-25	0,14	0,86	320
Рідка фаза після дроселювання	8_0	-15	0,14		
Середня концентрація холодоагенту на виході із випарника	8	-15	0,14	0,86	930

2.3 Матеріальний баланс установки

Матеріальний баланс складається по аміаку відносно кип'ятильника [7]:

$$F \cdot x_4 = D \cdot x_5 + (F - D) \cdot x_2, \quad (2.1)$$

де F – кількість холодоагенту, що знаходиться в кип'ятильнику, кг/с ;

D – кількість міцного аміачного розчину, кг/с ;

x_i – масова частка аміаку у відповідному розчині, кг/кг , табл. 2.1.

Звідки питома циркуляція розчину:

$$f = \frac{F}{D} = \frac{x_5 - x_2}{x_4 - x_2}, \quad (2.2)$$

$$f = \frac{0,86 - 0,12}{0,36 - 0,12} = 3,08 \text{ кг/кг.}$$

Визначимо питомі теплові навантаження апаратів.

Питома кількість теплоти, що підводиться в кип'ятильник з гріючою парою, $\kappa\text{Дж/кг}$. [7]:

$$q_{\text{кин}} = i_5 + (f - 1) \cdot i_2 - f \cdot i_4, \quad (2.3)$$

де i_5, i_2 – ентальпії аміаку в відповідному розчині (табл. 2.1), $\kappa\text{Дж/кг}$.

$$q_{\text{кин}} = 1950 + (3,08 - 1) \cdot 550 - 3,08 \cdot (-10) = 3124,8 \text{ } \kappa\text{Дж/кг}$$

Питома кількість теплоти, що відбирається в холодильнику-конденсаторі, $\kappa\text{Дж/кг}$. [7]:

$$q_{\text{конд}} = i_5 - i_6, \quad (2.4)$$

$$q_{\text{конд}} = 1950 - 320 = 1630 \text{ } \kappa\text{Дж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність, $\kappa\text{Дж/кг}$ [7]:

$$q_0 = i_8 - i_7 = i_8 - i_6, \quad (2.5)$$

$$q_0 = 930 - 320 = 610 \text{ } \kappa\text{Дж/кг};$$

Питомий тепловий потік абсорбера, $\kappa\text{Дж/кг}$ [7]:

$$q_A = i_8 + (f - 1) \cdot i_2 - f \cdot i_4, \quad (2.6)$$

$$q_A = 930 + (3,08 - 1) \cdot 550 - 3,08 \cdot (-10) = 2104,8 \text{ } \kappa\text{Дж/кг.}$$

Кількість пари холодоагенту, що утворюється в кип'ятильнику, складає [7]:

$$D = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (2.7)$$

де Q_0 – холодильна потужність установки, $\kappa\text{Вт}$.

$$D = \frac{300}{610} = 0,49 \text{ кг/с};$$

Кількість міцного аміачного розчину складе [7]:

$$F = f \cdot D, \quad (2.8)$$

де F – кількість холодоагенту, що утворюється в кип'ятильнику, кг/с .

$$F = 3,08 \cdot 0,49 = 1,514 \text{ кг/с}.$$

Кількість слабкого аміачного розчину складе [7]:

$$G_{cl} = F - D, \quad (2.9)$$

$$G_{cl} = 1,514 - 0,49 = 1,023 \text{ кг/с}.$$

2.4 Тепловий баланс установки

Загальні теплові навантаження апаратів складуть:

– кип'ятильника [7]:

$$Q_{кин} = q_{кин} \cdot D, \quad (2.10)$$

$$Q_{кин} = 3124,8 \cdot 0,49 = 1531,15 \text{ кВт}.$$

– холодильника-конденсатора [7]:

$$Q_{конд} = q_{конд} \cdot D, \quad (2.11)$$

$$Q_{конд} = 1630 \cdot 0,49 = 798,7 \text{ кВт}.$$

– абсорбера [7]:

$$Q_A = q_A \cdot D, \quad (2.12)$$

$$Q_A = 2104,8 \cdot 0,49 = 1035,14 \text{ кВт}.$$

Перевіримо збіжність теплового балансу [7]:

$$Q_{кин} + Q_0 = Q_{конд} + Q_A; \quad (2.13)$$

$$1531,15 + 300 = 798,7 + 1035,13 \text{ кВт};$$

$$1831,15 = 1833,84 \text{ кВт};$$

$$\delta = (1833,84 - 1831,15) \cdot 100/1833,84 = 0,15\%, \text{ що допустимо.}$$

Холодильний коефіцієнт [7]:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_{\text{кит}}}, \quad (2.14)$$

$$\varepsilon = \frac{610}{3124,8} = 0,195.$$

Визначимо витрату охолоджуваного ацетону у випарнику.

Кількість охолоджуваного ацетону знайдемо за формулою, кг/с [7]:

$$G_A = \frac{Q_0}{C_A \cdot (t_k - t_n)}, \quad (2.15)$$

де $G_A = 2,095 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність ацетону при $t = 0^\circ \text{C}$.

$$G_A = \frac{300}{2,095 \cdot (10 - (-10))} = 7,16 \text{ кг/с.}$$

Розрахунок кількості води для охолодження:

– у холодильнику-конденсаторі [7]:

$$G_B = \frac{Q_{\text{конд}}}{C_B \cdot (t_{2k} - t_{2n})}, \quad (2.16)$$

де $G_B = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність води при $t = 20^\circ \text{C}$ [5].

$$G_B = \frac{824,257}{4,19 \cdot (20 - 15)} = 39,344 \text{ кг/с,}$$

– у абсорбері [7]:

$$G_{B_1} = \frac{Q_A}{C_B \cdot (t_4 - t_{2n})}, \quad (2.17)$$

$$G_{B_1} = \frac{1035,14}{4,19 \cdot (25 - 15)} = 24,705 \text{ кг/с.}$$

Розрахуємо витрату гріючої пари в кип'ятильнику.
Витрату пари визначимо за формулою [7]:

$$D_1 = \frac{Q_{кип}}{r_{zn}}, \quad (2.18)$$

де $r_{zn} = 2120 \text{ кДж/кг}$ – теплота пароутворення при $t = 150^\circ\text{C}$ [5].

$$D_1 = \frac{1531,15}{2120} = 0,722 \text{ кг/с}.$$

3 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА

3.1 Вихідні дані:

Масова витрата пари аміаку $D=0,49 \text{ кг/с}$.

Температура перегрітої пари на вході у холодильник-конденсатор $t_5 = 112^\circ\text{C}$, ентальпія пари $i_5 = 1950 \text{ кДж/кг}$.

Температура конденсації аміаку $t_6 = 25^\circ\text{C}$.

Температура води:

– на вході в холодильник-конденсатор $t_{2н} = 15^\circ\text{C}$,

– на виході з конденсатора $t_{2к} = t_{2н} + (5 \div 10) = 15 + 5 = 20^\circ\text{C}$.

Теплове навантаження холодильника-конденсатора $Q_{конд} = 798,7 \text{ кВт}$.

3.2 Теплове навантаження за стадіями

При тискові $P_k = 0,87 \text{ МПа}$ температура конденсації аміаку складає 25°C [5], точніше аміак, що входить у холодильник-конденсатор з температурою 112°C , знаходиться у стані перегрітої пари. Для охолодження перегрітої пари аміаку при постійному тиску від 112°C до 25°C необхідно відняти теплоти [7]:

$$Q_1 = D \cdot (i_5 - i_k), \quad (3.1)$$

де $i_5 = 1950 \text{ кДж/кг}$ та $i_k = 1400 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія пари при 112°C і 25°C , відповідно [5].

$$Q_1 = 0,49 \cdot (1950 - 1400) = 270 \text{ кВт}.$$

Для конденсації парів аміаку при $t_6 = 25^\circ\text{C}$ необхідно відвести теплоти:

$$Q_2 = Q_{конд} - Q_1 = 798,7 - 270 = 528,7 \text{ кВт}.$$

3.3. Температурний режим.

Визначаємо температуру на межі зони охолодження і зони конденсації [7]:

$$t_x = t_{2k} - \frac{Q_1}{G_{\delta} \cdot C_{\delta}} = 20 - \frac{270}{39,344 \cdot 4,19} = 18,3^{\circ} \text{C}.$$

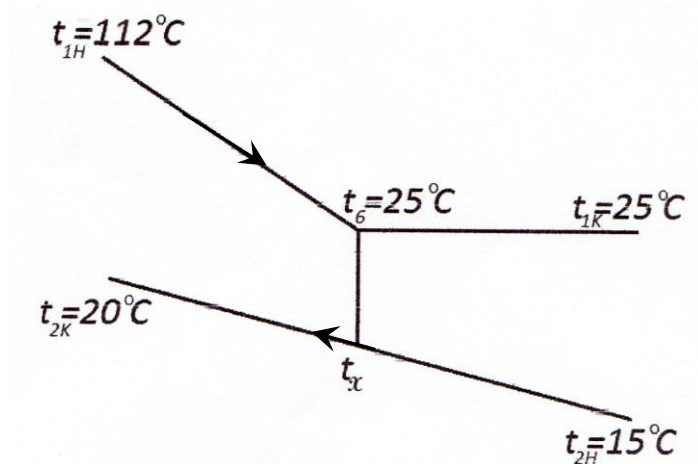


Рисунок 3.1 – Температурна схема процесу

Середня логарифмічна різниця температур на стадії охолодження пари (рис. 3.2) [7]:

$$\Delta t_{\delta} = t_5 - t_{2K} = 112 - 20 = 92^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_6 - t_x = 25 - 18,3 = 6,7^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{сер}1} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} = \frac{92 - 6,7}{\ln \frac{92}{6,7}} = 32,56^{\circ}\text{C}.$$

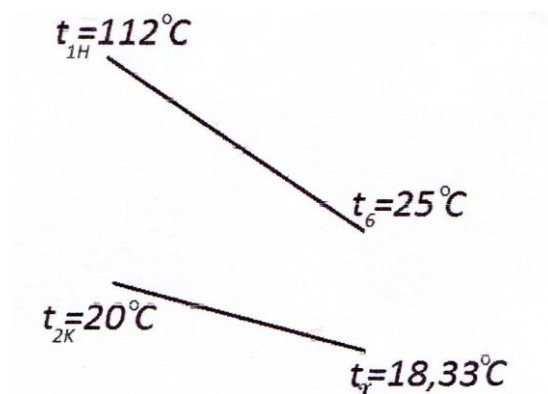


Рисунок 3.2 – Розподіл температур на стадії охолодження

Середня різниця температур на стадії конденсації пари (рис. 3.3) [7]:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1K} - t_{2H} = 25 - 15 = 10^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_6 - t_x = 25 - 18,3 = 6,7^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{сеп}2} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{2} = \frac{10 + 6,7}{2} = 8,35^{\circ}\text{C}.$$

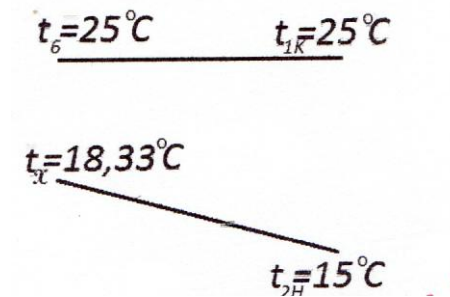


Рисунок 3.3 – Розподіл температур на стадії конденсації

3.4 Орієнтовний вибір теплообмінника

Воду направляємо в трубний простір, а холодоагент – у міжтрубний.

Для забезпечення розвинутого турбулентного режиму течії в трубах приймемо $Re_{op} = 15000$. Такий режим можливий в теплообміннику, для якого число труб, що приходить на один хід, дорівнює [7]:

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_{\delta}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot Re_{op} \cdot \mu_2}, \quad (3.2)$$

де n – число труб;

z – число ходів.

Для труб діаметром $d_3 = 20 \times 2$ мм:

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 15000 \cdot 1,078 \cdot 10^3} = 187,7.$$

Для труб діаметром $d_3 = 25 \times 2$ мм:

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 15000 \cdot 1,078 \cdot 10^3} = 143.$$

Згідно з рекомендаціями [7], визначаємо наступні коефіцієнти теплопередачі за стадіями:

- для охолодження пари $K_{ох} = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- для конденсації пари $K_{конд} = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Поверхня теплообміну по зонах становить [7]:

$$F_i = \frac{Q_i}{K_i \cdot \Delta t_{сер i}}, \quad (3.3)$$

де Q_i – кількість теплоти, яку необхідно відвести на відповідній стадії;

K_i – коефіцієнт теплопередачі на відповідній стадії;

$\Delta t_{сер i}$ – середня різниця температур на відповідній стадії.

Для охолодження пари аміаку:

$$F_1 = \frac{210 \cdot 10^3}{40 \cdot 32,56} = 207,3 \text{ м}^2.$$

Для конденсації пари аміаку:

$$F_2 = \frac{528,7 \cdot 10^3}{1000 \cdot 8,35} = 63,32 \text{ м}^2.$$

Тоді загальна поверхня теплообміну складе:

$$F = F_1 + F_2 = 207,3 + 63,32 = 270,62 \text{ м}^2.$$

Як видно [7], теплообмінники з близькою поверхнею мають діаметр кожуха 1000–1200 мм. При цьому тільки багатоходові апарати з числом ходів $z=6$ мають відношення n/z , що наближаються до 165.

В багатоходових теплообмінниках за рахунок виникнення змішаного взаємного напрямку теплоносіїв середня рушійна сила дещо менше, ніж в одноходових, тому визначимо поправку для середньої різниці температур.

Відповідну поправку для середньої різниці температур знайдемо за формулою [7]:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\eta / \delta}{\ln \left\{ \frac{2 - P(1 + R - \eta)}{2 - P(1 + R + \eta)} \right\}}, \quad (3.4)$$

де

$$P = \frac{t_{2k} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}} = \frac{20 - 15}{112 - 15} = 0,0515;$$

$$R = \frac{t_{1H} - t_{1K}}{t_{2K} - t_{2H}} = \frac{112 - 25}{20 - 15} = 17,4;$$

$$\eta = \sqrt{R^2 + 1} = \sqrt{17,4^2 + 1} = 17,4287;$$

$$\delta = \frac{R - 1}{\ln[(1 - P)/(1 - RP)]} = \frac{17,43 - 1}{\ln[(1 - 0,0515)/(1 - 17,43 \cdot 0,0515)]} = 40,96.$$

Тоді:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{17,43 / 40,96}{\ln\{[2 - 0,0515(1 + 17,4 - 17,43)] / [2 - 0,0515(1 + 17,4 + 17,43)]\}} = 0,928.$$

Середня різниця температур з врахуванням поправки [7]:

$$\Delta t'_{cep1} = \Delta t_{cep1} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 32,56 \cdot 0,928 = 30,2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t'_{cep2} = \Delta t_{cep2} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 8,35 \cdot 0,928 = 7,75 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

З врахуванням поправки орієнтовна поверхня складе:

– для охолодження пари аміаку:

$$F_1 = \frac{270 \cdot 10^3}{40 \cdot 30,2} = 223,5 \text{ } \text{м}^2.$$

– для конденсації пари аміаку:

$$F_2 = \frac{528,7 \cdot 10^3}{1000 \cdot 7,75} = 68,2 \text{ } \text{м}^2.$$

Тоді загальна поверхня теплообміну складе:

$$F = F_1 + F_2 = 223,5 + 68,2 = 291,7 \text{ } \text{м}^2.$$

Для вертикальних кожухотрубних конденсаторів згідно з ГОСТ 15119-79
назначаємо апарати з наступними параметрами:

Варіант 1: D = 1000 мм; n = 1044; z = 6; H = 6 м; F = 393 м²; n/z = 174.

Варіант 2: D = 1200 мм; n = 958; z = 6; H = 4 м; F = 301 м²; n/z = 160.

3.5. Уточнений рахунок поверхні теплопередачі.

3.5.1. Розрахунок варіанта 1

Коефіцієнт тепловіддачі від пари NH_3 , що конденсується, до стінки [7]:

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{\lambda_3^3 \cdot \rho_3^2 \cdot g \cdot r}{\mu_3 \cdot \Delta t \cdot H}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}), \quad (3.5)$$

де $H = 6 \text{ м}$ – висота труб;

$\mu_3 = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість NH_3 [5];

$\Delta t = t_{\text{пару}} - t_{\text{стінки}}$; $\Delta t = 1,74^\circ \text{C}$ (приймаємо з наступною перевіркою);

$\lambda_3 = 0,482 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ – теплопровідність [5];

$\rho_3 = 603 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина NH_3 [5];

$r_3 = 1168 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$ – теплота конденсації [5].

Властивості беремо для рідкого аміаку при середній температурі:

$$t_{\text{сер}} = t_{\text{сер.води}} + \Delta t_{\text{сер1}} = \frac{20+15}{2} + 32,56 \approx 50.$$

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{(0,482)^3 \cdot (603)^2 \cdot 9,81 \cdot 1168 \cdot 10^3}{0,22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,74 \cdot 6}} = 4341,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води, яка рухається по трубах [7]:

$$Re_1 = \frac{4G_g}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot (n/z) \cdot \mu_2} = \frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 174 \cdot 1,078 \cdot 10^{-3}} = 16180,6.$$

$$Pr_1 = \frac{C_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 1,078 \cdot 10^{-3}}{0,591} = 7,64.$$

Так як $Re > 10000$, то режим руху води у трубах турбулентний. Тоді коефіцієнт тепловіддачі складе [7]:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{\text{вн}}} \cdot 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} = \frac{0,591}{0,016} \cdot 0,023 \cdot 16180,6^{0,8} \cdot 7,64^{0,4} = 4463 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

Сума термічних опорів стінки труби та забруднень зі сторони води та пари складає [7]:

$$\Sigma \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900} = 5,6 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт},$$

де 0,002 м – товщина стінки труби;

1/5800 і 1/2900 – теплова провідність забруднень стінок [7];

46,5 Вт/(м·К) – теплопровідність сталі [5].

Коефіцієнт теплопередачі на стадії конденсації складе [7]:

$$K_1 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{4341,5} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4463} \right)^{-1} = 985,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Перевіримо прийняту різницю температур між парою та стінкою [7]:

$$\Delta t = \frac{K_1 \cdot \Delta t_{\text{сер}2}}{\alpha_1} = \frac{985,8 \cdot 7,75}{4341,5} = 1,76^\circ \text{C}.$$

Відхилення складає:

$$\Delta = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\Delta t_{\delta}} \cdot 100 = \frac{1,76 - 1,74}{1,76} \cdot 100 = 1,14\%, \text{ що допустимо.}$$

Площа перерізу потоку у міжтрубному просторі між перегородками $S_{\text{мтр}} = 0,146 \text{ м}^2$, тоді [7]:

$$Re_2 = \frac{D \cdot d_3}{S_{\text{мтр}} \cdot \mu_1} = \frac{0,49 \cdot 0,02}{0,146 \cdot 0,0116 \cdot 10^{-3}} = 5798,8.$$

$$Pr_2 = \frac{C_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2160,6 \cdot 0,0116 \cdot 10^{-3}}{0,027} = 0,93.$$

Так $Re > 1000$, то коефіцієнт тепловіддачі до аміаку, що рухається у міжтрубному просторі складе [7]:

$$\alpha_3 = \frac{\lambda_1}{d_3} 0,24 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} = \frac{0,027}{0,02} \cdot 0,24 \cdot 5798,8^{0,6} \cdot 0,93^{0,36} = 57,15 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

Коефіцієнт теплопередачі на стадії охолодження складе:

$$K_2 = \left(\frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{4463} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{57,15} \right)^{-1} = 54,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необхідна поверхня складе:

– для охолодження пари аміаку:

$$F_1 = \frac{270 \cdot 10^3}{54,7 \cdot 30,2} = 163,4 \text{ м}^2;$$

– для конденсації пари аміаку:

$$F_2 = \frac{528 \cdot 10^3}{985,8 \cdot 7,75} = 69,2 \text{ м}^2.$$

Загальна поверхня теплообміну:

$$F = F_1 + F_2 = 163,4 + 69,2 = 232,6 \text{ м}^2.$$

Тоді запас складе:

$$\Delta = \frac{393 - 232,6}{393} \cdot 100 = 40,8\%.$$

3.5.2 Розрахунок варіанта 2

Коефіцієнт тепловіддачі від пари NH_3 , що конденсується до стінки [7]:

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{\lambda_3^3 \cdot \rho_3^2 \cdot q \cdot r}{\mu_3 \cdot \Delta t \cdot H}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $H = 4 \text{ м}$ – висота труб;

$\mu_3 = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість NH_3 [5];

$\Delta t = t_{\text{парі}} - t_{\text{стінки}}$; $\Delta t = 1,37^\circ \text{C}$ (приймаємо з наступною перевіркою);

$\lambda_3 = 0,482 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ – теплопровідність [5];

$\rho_3 = 603 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина NH_3 [5];

$r_3 = 1168 \cdot 10^{-3} \text{ Дж}/\text{кг}$ – теплота конденсації [5].

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{(0,482)^3 \cdot (603)^2 \cdot 9,81 \cdot 1168 \cdot 10^3}{0,22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,37 \cdot 4}} = 5100,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води, яка рухається по трубах:

$$Re_1 = \frac{4G_6}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot (n/z) \cdot \mu_2} = \frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 160 \cdot 1,078 \cdot 10^{-3}} = 13400.$$

$$Pr_1 = \frac{C_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 1,078 \cdot 10^{-3}}{0,591} = 7,64.$$

Так як $Re > 10000$, то режим руху води у трубах турбулентний. Тоді, коефіцієнт тепловіддачі складе [7]:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{вн}} 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} = \frac{0,591}{0,021} \cdot 0,023 \cdot 13400^{0,8} \cdot 7,64^{0,4} = 2924,27 \frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}.$$

Сума термічних опорів стінки труби та забруднень зі сторони води та пари складає:

$$\Sigma \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900} = 5,6 \cdot 10^{-4} (м^2 \cdot К) / Вт,$$

де 0,002 м – товщина стінки труби;

1/5800 і 1/2900 – теплова провідність забруднень стінок [7];

46,5 Вт/(м·К) – теплопровідність сталі [5].

Коефіцієнт теплопередачі на стадії конденсації складе:

$$K_1 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{5100,57} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2924,27} \right)^{-1} = 910,72 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К).$$

Перевіримо прийняту різницю температур між парою і стінкою:

$$\Delta t = \frac{K_1 \cdot \Delta t_{сеп2}}{\alpha_1} = \frac{910,72 \cdot 7,75}{5100,57} = 1,38^\circ \text{C}.$$

Відхилення складає:

$$\Delta = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\Delta t_{\delta}} \cdot 100 = \frac{1,38 - 1,37}{1,38} \cdot 100 = 0,7\% , \text{ що допустимо.}$$

Площа перерізу потоку у міжтрубному просторі між перегородками $S_{мтр} = 0,165 \text{ м}^2$, тоді:

$$Re_2 = \frac{D \cdot d_3}{S_{мтр} \cdot \mu_1} = \frac{0,49 \cdot 0,025}{0,166 \cdot 0,0116 \cdot 10^{-3}} = 6413,61.$$

$$Pr_2 = \frac{C_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2160,6 \cdot 0,0116 \cdot 10^{-3}}{0,027} = 0,93.$$

Так як $Re > 1000$, то коефіцієнт тепловіддачі до аміаку, що рухається у міжтрубному просторі складе, [7]:

$$\alpha_3 = \frac{\lambda_1}{d_3} 0,24 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} = \frac{0,027}{0,025} \cdot 0,24 \cdot 6413,61^{0,6} \cdot 0,93^{0,36} = 49,88 \frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі на стадії охолодження складе:

$$K_2 = \left(\frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{2924,27} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{49,88} \right)^{-1} = 47,73 \frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}.$$

Необхідна поверхня складе:

– для охолодження пари аміаку:

$$F_1 = \frac{270 \cdot 10^3}{47,73 \cdot 30,2} = 187,3 \text{ м}^2.$$

– для конденсації пари аміаку:

$$F_2 = \frac{528 \cdot 10^3}{910,72 \cdot 7,75} = 74,9 \text{ м}^2.$$

Загальна поверхня теплообміну:

$$F = F_1 + F_2 = 187,3 + 74,9 = 262,2 \text{ м}^2.$$

Тоді запас складе:

$$\Delta = \frac{301 - 262,2}{301} \cdot 100 = 12,9\%.$$

3.6 Кінцевий вибір холодильника-конденсатора

Згідно з розрахунками, холодильник-конденсатор варіанта 2 з трубами висотою 4 м, поверхнею 262,2 м², має більшу вагу в порівнянні з варіантом 1, але в півтора рази менша його висота труб і, відповідно, він буде мати менший гідравлічний опір, тому холодильник-конденсатор варіанта 2 має більші переваги в порівнянні з варіантом 1.

Для подальшого розрахунку приймаємо другий варіант холодильника-конденсатора.

4 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНИКА-КОНДЕНСАТОРА

4.1 Конструктивний розрахунок штуцерів та вибір фланців

4.1.1 Вхід пари NH_3 [3]:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\pi \cdot \rho_n \cdot w}}, \quad (4.1)$$

де $\rho_n = 4,476 \text{ кг/м}^3$ – густина пари [5] при $t=112^\circ \text{C}$ та $P=0,87 \text{ МПа}$;
 $w = 15 \div 25 \text{ м/с}$ – швидкість пари [3]. Приймаємо $w = 20 \text{ м/с}$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,49}{3,14 \cdot 4,476 \cdot 20}} = 0,084 \text{ м} = 84 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{y1} = 100 \text{ мм}$.

4.1.2 Вихід конденсату пари NH_3 :

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\pi \cdot \rho_k \cdot w}},$$

де $\rho_k = 603 \text{ кг/м}^3$ – густина рідкого NH_3 [5] при $t=25^\circ \text{C}$;
 $w = 1 \div 3 \text{ м/с}$ – швидкість рідини [3]. Приймаємо $w = 1,5 \text{ м/с}$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,49}{3,14 \cdot 603 \cdot 1,5}} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{y2} = 32 \text{ мм}$.

4.1.3 Вхід і вихід води:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{\pi \cdot \rho_{\text{в}} \cdot w}},$$

$\rho_{\text{в}} = 998 \text{ кг/м}^3$ – густина води [5];
 $w = 1 \div 3 \text{ м/с}$ – швидкість води [3]. Приймаємо $w = 1,5 \text{ м/с}$.

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 998 \cdot 1,5}} = 0,18 \text{ м} = 180 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{y3} = 200 \text{ мм}$.

4.1.4 Розміри фланців патрубків за ДСТУ 1255-54 [8].

Таблиця 4.1

P_y , МПа	$D_{розр}$, мм	D_y , мм	D_n , мм	$D_{ф}$, мм	D_6 , мм	D_1 , мм	d_6	z , шт	h , мм
1,0	26	32	38	135	100	78	M16	4	14
1,0	84	100	108	215	180	158	M16	4	19
0,25	180	200	219	315	280	258	M16	8	15

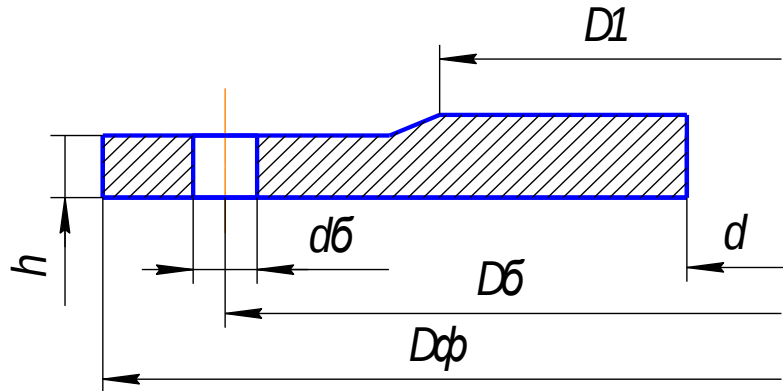


Рисунок 4.1 – Ескіз фланця патрубка

4.1.5 Вибір стандартних вузлів теплообмінника

Труби згідно з ГОСТ 9940-62 (або ГОСТ 9941-62).

Днища еліптичні згідно з ГОСТ 6533-78.

Фланці камер згідно з ОСТ 26-427-80.

Фланці штуцерів згідно з ГОСТ 1255-54.

Стропові пристрої згідно з ГОСТ 13716-73.

Опори згідно з ОН 26-01-69-68.

5 КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК

Визначимо габаритні розміри холодильника-конденсатора з урахуванням вильоту штуцерів.

Загальна висота холодильника-конденсатора складає [8]:

$$H_k = H_{u1} + H_{u2} + H + 2H_\delta, \quad (4.1)$$

де H_{u1} – висота технологічного штуцера;

H_{u2} – висота штуцера входу і виходу води;

H – висота обичайки;

H_δ – висота днища.

$$H_k = 150 + 180 + 4000 + 2 \cdot 300 = 4930 \text{ мм.}$$

Габарит ширини холодильника-конденсатора складає [8]:

$$B = B_1 + B_2, \quad (4.2)$$

де B_1 і B_2 – відстані від вісі холодильника-конденсатора до крайньої точки штуцера;

$$B = 750 + 750 = 1500 \text{ мм.}$$

Такий же розмір буде і в довжині.

Опори розміщуємо вище центра тяжіння холодильника-конденсатора, близько $2/3$ висоти:

$$H_0 = H_k \cdot 2/3 = 4930 \cdot 2/3 = 3300 \text{ мм.}$$

6 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Для труб з незначною корозією шорсткість $e = 0,2$ мм [5]. При цьому $d_{\text{вн}}/e = 21/0,2=105$. По рис. 1.5. [5] для $Re = 13400$ і $d/e = 105$, коефіцієнт тертя складає $\lambda = 0,045$.

Швидкісний тиск в трубах [5]:

$$\Delta P_{\text{тв}} = \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (6.1)$$

де $w = \frac{4 \cdot G_v}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \frac{n}{z} \cdot \rho}$ – швидкість води в патрубку.

$$w = \frac{4 \cdot 38,12}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot \frac{958}{6} \cdot 998} = 0,69 \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{998 \cdot 0,69^2}{2} = 237,6 \text{ Па.}$$

Втрати тиску на подолання тертя в трубах [5]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \left(\frac{z \cdot L}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot \Delta P_{\text{ск}}, \quad (6.2)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,45 \cdot \left(\frac{6 \cdot 4}{0,021} \right) \cdot 237,6 = 12219,4 \text{ Па.}$$

Таблиця 6.1 – Втрати тиску на подолання місцевих опорів

Вид опору	ξ	$\Sigma\xi$
Вхідна і вихідна камери	1,5	$1,5 \times 2 = 3$
Вхід в труби і вихід з них	1	$1 \times 12 = 12$
Поворот на 180° із однієї секції в іншу	2,5	$2,5 \times 5 = 12,5$

Швидкість води в штуцерах [5]:

$$w_{ув} = w \frac{n \cdot d_{вн}^2}{z \cdot d_{ш}^2}, \quad (6.3)$$

$$w_{ув} = 0,2 \frac{958 \cdot 0,021^2}{6 \cdot 0,2^2} = 1,21 \text{ м/с.}$$

Швидкісний тиск в штуцерах:

$$\Delta P'_{ув} = \frac{\rho \cdot w_{ш}^2}{2},$$

$$\Delta P'_{ув} = \frac{998 \cdot 1,21^2}{2} = 730,6 \text{ Па.}$$

Втрата тиску на місцевих опорах:

$$\Delta P_{м.о.} = 3 \cdot \Delta P'_{ск} + (8 + 7,5) \cdot \Delta P'_{ув},$$

$$\Delta P_{м.о.} = 3 \cdot 730,6 + (12 + 12,5) \cdot 237,6 = 8013 \text{ Па.}$$

Загальний гідравлічний опір трубного пучка:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.о.},$$

$$P = 12219,4 + 8013 = 20232,4 \text{ Па.}$$

7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

7.1. Товщина стінки обичайки корпусу [8]:

$$S_1 \geq \frac{P \cdot D}{z \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P} + c, \quad (7.1)$$

де $P = 1,25 \cdot 0,87 = 1,0875 \text{ МПа}$ – пробний тиск гідравлічного випробування;
 $[\sigma] = 220 \text{ МН/м}^2$ – допустиме напруження для сталі 1Х21Н5Т ГОСТ 5632-61;
 $\varphi = 0,8$ – коефіцієнт зварного шва [7];
 $c + 0,001 \text{ м}$ – прибавка на корозію.

$$S_1 = \frac{1,0875 \cdot 1,2}{2 \cdot 220 \cdot 0,8 - 1,0875} + 0,001 = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S_1 = 6 \text{ мм}$.

7.2 Товщина стінки еліптичного днища при тиску води $P=0,2 \text{ МПа}$ [8]:

$$S_2 \geq \frac{P \cdot D}{z \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5P} + c, \quad (7.2)$$

$$S_2 = \frac{1,0875 \cdot 1,2}{2 \cdot 220 \cdot 0,8 - 0,5 \cdot 0,2} + 0,001 = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо за ГОСТ 6533-68 $S_2 = 6 \text{ мм}$ [8].

Позначення днища з $D = 1200 \text{ мм}$; $S = 6 \text{ мм}$; $h = 25 \text{ мм}$; $h_b = 300 \text{ мм}$ із сталі 1Х21Н5Т «Днище 1200х6-25-1Х21Н5Т ГОСТ 6533-68» [8].

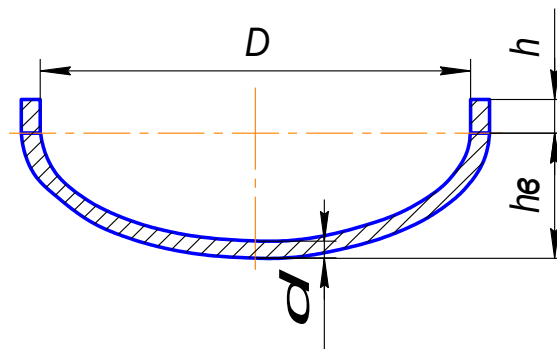


Рисунок 7.1 – Ескіз днища

7.3. Товщина середньої частини трубної решітки [8].

$$S_3 \geq K \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P}{[\sigma] \cdot \varphi_0}} + c, \quad (7.3)$$

де $K = 0,47$ – коефіцієнт для решітки типу VII [8];

$\varphi_0 = \frac{D_n - \Sigma d}{D_n} = \frac{1,285 - 36 \cdot 0,025}{1,285} = 0,3$ – коефіцієнт послаблення трубної решітки отворами трубок;

де $D_n = \frac{D_n + D_\phi}{2} = \frac{1220 + 1350}{2} = 1,285$ м – середній діаметр ущільнюючої прокладки;

$$z = 2 \cdot \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25} = 2 \cdot \sqrt{\frac{958-1}{3} + 0,25} = 36 \text{ – кількість труб [7].}$$

Тоді

$$S_3 = 0,47 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{1,0875}{220 \cdot 0,3}} + 0,001 = 0,073 \text{ м} = 73 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S_3 = 76 \text{ мм.}$

7.4. Розрахункова товщина зовнішнього фланця трубної решітки [8]

$$h \geq K \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} + c, \quad (7.4)$$

де $K = 0,52$ – для решітки типу VII [8].

$$h = 0,52 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{1,0875}{220}} + 0,001 = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм.}$$

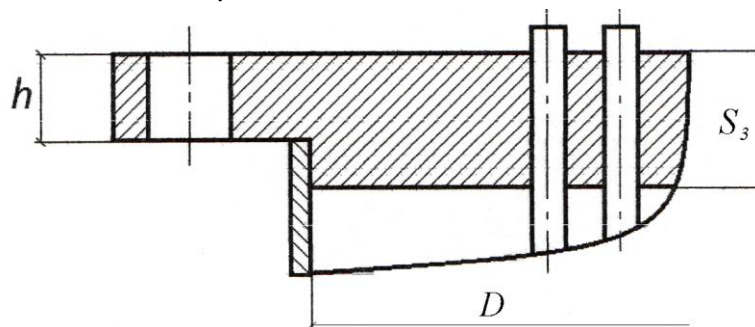


Рисунок 7.2 – Ескіз фланця трубної решітки

7.5 Вибір опор

Вага апарата: $G_1 = 10100 \text{ кг}$ [8].

Вага води при гідравлічному випробуванні [8]:

$$G_2 = 0,785 \cdot D^2 \cdot L \cdot \rho_{\text{в}}, \quad (7.5)$$

$$G_2 = 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 4 \cdot 1000 = 4521,6 \text{ кг}.$$

Загальна вага:

$$G = G_1 + G_2 = 10100 + 4521,6 = 14621,6 \text{ кг} = 0,15 \text{ МН}.$$

Приймаємо 2 опори, тоді навантаження на одну опору

$$\frac{G}{2} = \frac{0,15}{2} = 0,075 \text{ МН}.$$

Приймаємо стандартну опору на навантаження $G_0 = 0,16 \text{ МН}$ [8].

Розміри опори (рис. 7.3):

$L_1 = 60 \text{ мм};$

$L = 50 \text{ мм};$

$H_1 = 120 \text{ мм};$

$d = 12 \text{ мм};$

$S = 4 \text{ мм};$

$b = 15 \text{ мм};$

$a = 15 \text{ мм}.$

Умовне позначення опори типу І, виконання Б на навантаження $0,16 \text{ МН}$ з підкладним листом товщиною 8 мм : «Опора ОВ-І-Б-16000-8 ОН26-01-69-68».

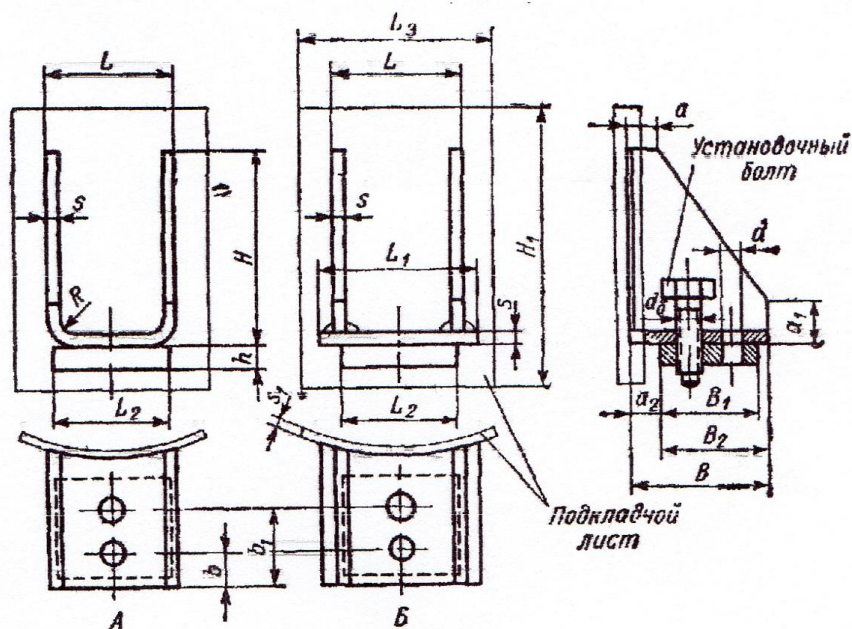


Рисунок 7.3. – Ескіз опори

7.6 Перевірочний розрахунок на міцність болтового з'єднання фланця

Середній діаметр прокладки:

$$D = \frac{D_1 + D_n}{2}, \quad (7.6)$$

де D_1 , D_n – розміри фланців патрубків [8].

$$D_{cn} = \frac{258 + 219}{2} = 238,5 \text{ мм} = 0,2385 \text{ м.}$$

Ширина прокладки:

$$b = \frac{D_1 - D_n}{2}, \quad (7.7)$$

$$b = \frac{258 - 219}{2} = 19,5 \text{ мм} > 15 \text{ мм},$$

тоді еквівалентна ширина прокладки:

$$b_0 = 0,12 \cdot b^{0,5};$$

$$b_0 = 0,12 \cdot (0,0195)^{0,5} = 0,017 \text{ м.}$$

Розрахункове навантаження від внутрішнього надлишкового тиску [8]:

$$Q_0 = 0,785 \cdot D_{cn}^2 \cdot P, \quad (7.8)$$

де $P = 0,2 \text{ МПа}$ – робочий тиск води.

$$Q_0 = 0,785 \cdot (0,2385)^2 \cdot 0,2 = 0,009 \text{ МН.}$$

Розрахункова сила стиснення прокладки із фторопласта [8].

$$R_n = 2 \cdot \pi \cdot D_{cn} \cdot b_0 \cdot m \cdot P, \quad (7.9)$$

де $m = 2,5$ – коефіцієнт для фторопласта [8];

$$R_n = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,2385 \cdot 0,017 \cdot 2,5 \cdot 0,2 = 0,0127 \text{ МН.}$$

Розрахункове осьове зусилля для болтів [8]:

$$P_{\delta} = \pi \cdot D_{cn} \cdot b_0 \cdot q, \quad (7.10)$$

де $q = 10 \text{ МПа}$ – питомий тиск на прокладку [8];

$$P_{\delta} = 3,14 \cdot 0,2385 \cdot 0,017 \cdot 10 = 0,127 \text{ МН}.$$

Перевірка міцності болтів із сталі 20 $[\sigma] = 147 \text{ МПа}$ [8]:

$$\delta = \frac{1,3[P_{\delta} + Q_{\delta} + R_n]}{n \cdot f_{\delta}}, \quad (7.11)$$

де $n = 8$ – кількість болтів;

$$f_{\delta} = 0,95 \cdot d_{\delta}^2 = 0,95 \cdot (0,016)^2 = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ – площа перерізу болта.}$$

$$\delta = \frac{1,3 \cdot (0,127 + 0,009 + 0,0127)}{8 \cdot 2,4 \cdot 10^{-4}} = 100,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 147 \text{ МПа},$$

перевірка на міцність виконується.

ВИСНОВКИ

На основі проведених розрахунків визначені технологічні параметри роботи абсорбційно-холодильної установки та конструктивні параметри холодильника-конденсатора (рис. 8) з наступними технічними характеристиками:

- 1) Апарат призначений для охолодження ацетону від 10°C до -10°C ;
- 2) Витрата води $38,12 \text{ кг/с}$;
- 3) Витрата парів аміаку $0,49 \text{ кг/с}$;
- 4) Температура парів 112°C ;
- 5) Поверхня теплопередачі 301 м^2 ;
- 6) Теплове навантаження $798,7 \text{ кВт}$.

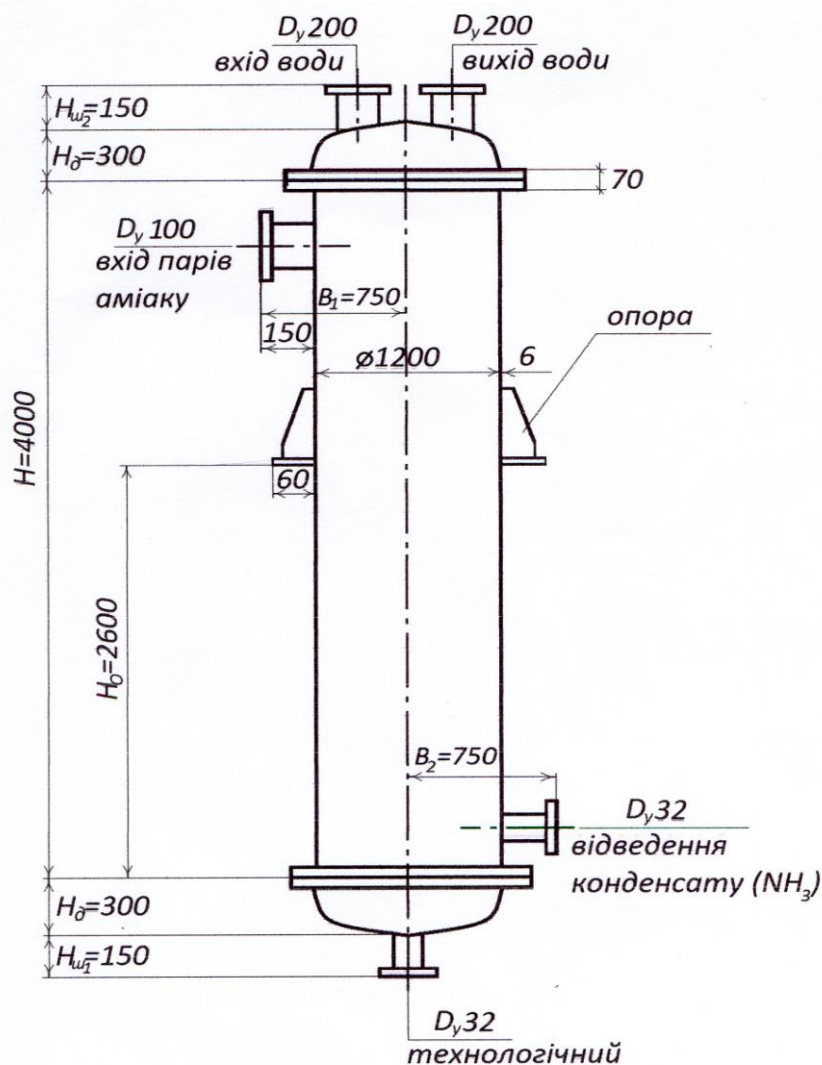


Рис. 8. Компонувальне креслення

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Завдання до виконання курсового проекту з курсу «Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів механічних спеціальностей заочної форми навчання / Укл. В.І. Зражевський. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2012. – 16 с. (№ 2212 в бібліотеці).
2. Методичні вказівки до оформлення курсового проекту з курсу «Основні процеси та апарати хімічної технології для студентів III–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл. В.І. Зражевський. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2011. – 36 с. (№ 2101 в бібліотеці).
3. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст]: Учебник для химико-технологических вузов / А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 1971. – 784 с.

4. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической технологии. [Текст]: Учебник / А.Н. Плановский, В.М. Рамм, С.З. Коган. – М.: Химия, 1968. – 848 с.

5. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст]: Учебное пособие для химико-технологических специальностей вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков: под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

6. Бадылькес И.С. Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 356 с.

7. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию / под ред. Ю.И. Дытнерский. [Текст]: – М.: Химия, 1991. – 496 с.

8. Лащинский А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник [Текст]. А.А. Лащинский, А.Р. Толчинский. – М.-Л.: Машиностроение, 1971. – 748 с.