



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ-1. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ: ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю спеціальності
133 Галузеве машинобудування,
спеціалізації «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної
інженерії»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

Процеси та обладнання хімічної технології-1. Теплові процеси: вказівки до виконання розрахункової роботи [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Швед Д.М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 271 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 4 від 19.01.2023 р.)*

*за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 10 від 24.02.2023 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ-1. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ: ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Укладачі: *Швед Микола Петрович*, канд. техн. наук, доцент
Степанюк Андрій Романович, канд. техн. наук, доцент
Швед Дмитро Миколайович, канд. техн. наук, пров. інженер

Відповідальний редактор *Корнієнко Я.М.* докт. техн. наук, професор

Рецензент: *Сокольський О.Л.*, канд.тех. наук, доц.

У вимогах до виконання розрахункової роботи наведено мету та завдання розрахункової роботи. Сформульовано завдання на розрахункової роботи, склад, обсяг і структура. Наведено вказівки до виконання розділів курсового проекту та рекомендації до виконання пояснювальної записки: структура, вимоги до форматування, викладення її тексту, оформлення розрахунків та оформлення додатків. Викладено вказівки щодо порядку захисту роботи та список рекомендованої літератури. У додатках наведено приклади виконання курсової роботи, приклади оформлення параметричних розрахунків.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

Зміст

ВСТУП	4
1 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
7. ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ	6
3. СКЛАД, ОБСЯГ І СТРУКТУРА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	7
4. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	8
5. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ	11
5.1 Структура пояснювальної записки	11
5.2 Вимоги до форматування пояснювальних записок	11
5.3 Виклад тексту пояснювальної записки	12
5.3 Оформлення розрахунків	13
5.4 Оформлення додатків	13
5.5 Правила заповнення штампів пояснювальної записки	14
6. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПОРЯДКУ ЗАХИСТУ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	17
7 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ	18
7.1 Види теплотехнічних розраху	18
7.1 Тепловий розрахунок	19
7.4. Приклади оформлення розрахунку теплообмінників	62
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	130
ДОДАТОК А.	131
ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ НА ТЕМУ: «ПІДГРІВАЧ ГІДРОКСИДУ НАТРІЯ»	131
ДОДАТОК Б	176
ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКУ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ	176

ДОДАТОК В. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ
НА ТЕМУ: „ БАРАБАННА СУШАРКА ДЛЯ СУШІННЯ НІТРАТУ
АМОНІЮ»

224

ДОДАТОК Г. КЛАСИФІКАТОР ЄСКД

266

Вступ

Шлях до впровадження у виробництво наукових розробок лежить через розрахунки та створення конструкторської документації. Розробка такої документації це творчий процес, який потребує від проектувальника не тільки глибоких знань дисциплін, що викладаються у вищому навчальному закладі, але й уміння використовувати їх при проектуванні та в умовах виробництва. Від якості конструкторської документації, як правило, залежить кінцевий результат наукової розробки, доля нових машин і апаратів.

Методичні вказівки складено у відповідності до ГОСТ 7.105-95.

1 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Метою розрахункової роботи є набуття практичних умінь при виконанні студентами технічної документації з дисципліни «Процеси і апарати хімічних виробництв-1».

Завданнями розрахункової роботи є:

- привести класифікацію та опис відповідного теплообмінного обладнання;
- обґрунтувати вибір типу апарата для забезпечення процесу;
- провести порівняння апарата (машини) з аналогами;
- обґрунтувати вибір матеріалів для виготовлення апарата (машини);
- скласти матеріальний та тепловий баланси апарата (машини);
- визначити основні геометричні розміри апарата (машини);
- виконати схематичне зображення апарата (машини) та його елементи;
- презентувати виконану роботу.

7. ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ

Завдання видається кожному студенту особисто протягом перших двох тижнів навчання. Перелік завдань розрахункових робіт наведено в робочій навчальній програмі дисципліни.

Текст завдання підписується студентом, який буде виконувати розрахункову роботу та керівником.

Зразок завдання розміщено у Додатках А, Б, В.

3. СКЛАД, ОБСЯГ І СТРУКТУРА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Розрахункова робота складається з розділів, перелік яких визначається керівником у завданні для виконання розрахункової роботи (додаток А).

Орієнтовний обсяг пояснювальної записки 30...40 аркушів формату А4.

4. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

При виконанні розділів, необхідно звернути увагу на:

Розділ «Вступ».

У вступі коротко надається інформація про актуальність обладнання теплового процесу, що буде розраховуватись. Далі у відповідності до змісту роботи ставляться мета та задачі розробки.

Приблизний обсяг розділу – 1 аркуш.

Розділ 1. «Класифікація та опис відповідного теплотехнічного обладнання»

У розділі наводиться класифікація та опис конструкцій відповідного теплотехнічного обладнання.

Приблизний обсяг розділу – 5...6 аркушів.

Розділ 7. «Вибір типу апарата та обґрунтування його конструкції»

У розділі наводиться призначення апарата та вибирається його тип, що забезпечує виконання технологічного процесу, а також наводиться опис основних елементів складових частин апарата і надається його схема .

Приблизний обсяг розділу – 1...2 аркуші.

Розділ 3. «Вибір та характеристика теплоносіїв і матеріалів апарата»

Наводиться характеристика та обґрунтування вибору теплоносіїв, а також вибираються матеріали для основних деталей апарата з урахуванням агресивності середовищ та виконання умов міцності. Вказуються джерела та їх бібліографічні данні.

Приблизний обсяг розділу – 1...2 аркуші.

Розділ 4. «Технічна характеристика»

Подаються основні технічні умови, які повинен задовільнити апарат, що буде розраховуватись.

Приблизний обсяг розділу – 1 аркуш.

Розділ 5. «Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції апарата (машини)»

Підрозділ 5.1 «Параметричний розрахунок апарата (машини)»

Виконується проектний або перевірочний розрахунок апарата та визначаються його основні геометричні розміри .

Приблизний обсяг розділу – 8...10 аркушів.

Розділ 6. «Висновки»

У висновку перераховуються всі роботи, що були виконані у відповідності до змісту роботи, та приводиться технічна характеристика

апарата, який розраховували. Вказуються всі авторські модифікації та модернізації.

Приблизний обсяг розділу – 1 аркуш.

Розділ 7. «Перелік посилань»

Посилання на використані джерела приводяться в тій послідовності в якій вони згадуються в тексті.

5. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

5.1 Структура пояснювальної записки

Пояснювальна записка виконується згідно вказівок:

- Вимог ГОСТ 7.105-95.
- Оформление графической документации. методические указания к выполнению курсовых та дипломных проектов / сост. В.Н. Марчевский. – К.: КПІ, 1998р. – 250 с.

Пояснювальна записка для курсового проекту розпочинається титульним листом з надписом „Пояснювальна записка” (додаток Б), наступним аркушем є „Завдання на проектування” (додаток В). Далі „Зміст” (додаток Г).

До додатків вносять таблиці ідентифікаторів, алгоритмічні схеми (блок-схеми), програми, після записки вкладаються специфікації.

5.2 Вимоги до форматування пояснювальних записок

Текст пояснювальної записки розділяють на розділи і підрозділи, відповідно до змісту.

Розділи повинні мати порядкові номери в межах усього документа (частини), позначені арабськими цифрами з крапкою. Підрозділи повинні мати нумерацію в межах кожного розділу. Номери підрозділів складаються з номерів розділів або підрозділу, розділених крапкою. Наприкінці номера розділу або підрозділу крапка не ставиться. Розділи, як і підрозділи, можуть складатися з декількох пунктів.

Найменування розділів повинні бути короткими. Найменування розділів і підрозділів записують у вигляді заголовків з абзацу прописними літерами (окрім першої великої літери) напівжирним форматом літер (Приклад 5.1). Використання курсивного форматування, підкреслення та переноси слів у

заголовках не допускаються. Крпку наприкінці заголовка не ставлять. Якщо заголовок складається з двох речень, їх розділяють крапкою. Розташовувати назву розділу, підрозділу та тексту на різних сторінках забороняється.

Відстань між заголовком розділу або підрозділу і текстом повинна бути у 3 інтервали. Відстань між заголовками розділу і підрозділу – 1,5 інтервали. Кожен розділ пояснювальної записки починають з нового листа (сторінки). Відстань між попереднім підрозділом та наступним заголовком підрозділу повинна бути 3 інтервали.

Нумерація сторінок повинна бути наскрізна для всієї записки, включаючи додатки.

Приклад 5.1 Оформлення заголовку

2 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції теплообмінника

7.1 Розрахунок продуктивності теплообмінника

Мета розрахунку

5.3 Виклад тексту пояснювальної записки

Повне найменування виробу на титульному листі, в основному написі і при першому згадуванні в тексті документа повинне бути однаковим з найменуванням його в основному конструкторському документі (специфікації). Найменування, що наводяться в тексті пояснювальної записки і на ілюстраціях, повинні бути однаковими.

5.3 Оформлення розрахунків

Необхідні розрахунки апаратів визначаються і уточнюються керівником. Всі величини подаються в системі СІ. В кожному підрозділі розрахунок складається за такою схемою

Мета розрахунку з вказівкою, що потрібно визначити.

Вхідні данні.

Умови розрахунку.

Розрахунок.

Висновки, відповідно до мети.

При наведенні алгоритмів та комп'ютерних програм матеріал викладається у такій послідовності :

Опис математичної моделі та алгоритм розрахунку.

Алгоритмічна-схема та її опис.

Данні для розрахунку.

Програма.

Результати розрахунку на ЕОМ.

Висновки за результатами розрахунку на ЕОМ.

Алгоритмічна-схема, її опис та програма виносяться у додаток.

5.4 Оформлення додатків

При наявності в пояснювальній записці додатків їх виконують на аркушах формату А4. Додаток нумерують українськими літерами на першому аркуші додатку, за винятком літер Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ь. Кожний додаток розпочинається з нової сторінки посередині тексту словом додаток з вказівкою номера додатку. В наступній строчці розташовується заголовок додатку.

Текст кожного додатку при необхідності розділяють на розділи, підрозділи, які нумеруються окремо по кожному додатку. Додаток може мати

свій зміст та перелік посилань. Ілюстрації і таблиці в додатках нумерують у межах кожного додатка.

Для всієї роботи повинна бути наскрізна нумерація аркушів.

5.5 Правила заповнення штамів пояснювальної записки

Підрозділ викладено згідно авторів [12].

У прикладі 6.1 наведено вимоги до заповнення основного напису (штампу) записки. На цьому аркуші розміщується зміст пояснювальної записки.

На полі «Назва виробу» (Приклад 5.1) пишеться у першій строчці назва виробу, наприклад «Теплообмінник кожухотрубний», при цьому на полі «Позначення виробів і їх конструкторських документів» після позначення виробу пишуться літери ПЗ (Приклад 5.2)

Приклад 5.1 Основний напис (штамп) записки

Позначення виробів і їх конструкторських документів

Лист	Маса	Масштаб	Назва виробу			Лист	Листов
Инд. № листа	Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Назва організації-розробника		
Лист	Разряд	Проб.	Прізвища, БЕЗ ІНІЦІАЛІВ			Номер аркуша	
Лист	І контр.	І контр.					
Лист	ІІ контр.	ІІ контр.					
Лист	ІІІ контр.	ІІІ контр.					
Лист	Чтд.	Чтд.					

Приклад 5.2.

Лист	ЛН91.065111.001 ПЗ			
	Лист	Масштаб		
№ докум.	Подп.	Дата	Теплообмінник кожухотрубний	
Разроб.	Фаноб.			
Проб.	Петров			
Т.контр.			Лист : Листов : 3	
Н.контр.			КП ім. Ігоря Сікорського, ІХФ, каф. МАХНВ	
Чтб.			Копіювал	
			Формат А4	

Основний напис (штамп) на наступних аркушах наведено на прикладі 5.3. На цьому штампі розміщується лише позначення виробу та номер аркуша.

Приклад 5.3 Основний напис (штамп) на наступних аркушах

					Арк.
ЛН71.065111.001 ПЗ					5
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Позначення виробів і їх конструкторських документів

Підрозділ викладено згідно авторів [12]. Позначення виробів і їх конструкторських документів повинно відповідати вимогам ГОСТ 2.201-80 та Класифікатора ЄСКТ (Додаток Я).

Загальна структура позначення згідно ГОСТ 2.201-80:

XXXX.XXXXXX.XXX

Перша група символів – чорирьохзначний літерний код організації розробника. Для означення роботи в якості такого розробника виступає студентська група, яка виконує проект, і має код, встановлений деканатом, наприклад ЛН91. Тоді позначення виробу набуде вигляду:

ЛН91.XXXXXX.XXX

Друга група шестиступінчастий код класифікаційної характеристики виробу, береться з класифікатора, наприклад для теплообмінників з нерухомими трубними ґратками без компенсатора цей код набуває значення (Додаток Г):

ЛН91.065111.XXX

Третя група символів – порядковий реєстраційний номер від 001 до 999. Реєстраційний порядковий номер 000 – не присвоюється. Реєстрацію розпочинають з номера 001.

Тоді позначення основного документу – специфікації набуває вигляду:

ЛН91.065111.001

Повне позначення інших конструкторських документів:

- складальний кресленник: ЛН91.065111.001 СБ
- кресленник деталі: ЛН91.065111.151
- пояснювальна записка: ЛН91.065111.001 ПЗ
- опис документів проекту: ЛН91.065111.001 ОП

6. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПОРЯДКУ ЗАХИСТУ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Зброшурована пояснювальна записка вкладаються до папки на титульну сторінку якої наклеюється аркуш з заголовком „Розрахункова робота”.

Розрахункова робота захищається після перевірки керівником розрахункової роботи.

7 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

7.1 Види теплотехнічних розраху

Існують два види теплотехнічних розрахунків теплообмінників: проектний і перевірочний. Проектний розрахунок виконується при проектуванні теплообмінного апарату, коли витрата одного з теплоносіїв та його параметри задані. Мета проектного розрахунку – визначення площі поверхні теплообміну і конструктивних розмірів обраного апарату. За допомогою перевірочного розрахунку визначають можливість використання стандартизованих теплообмінників в умовах заданого процесу.

Зміст проектного розрахунку включає вибір типу і конструкції теплообмінного апарату, тепловий, конструктивний, гідравлічний і механічний розрахунки.

Загальна схема розрахунку приведена на Рисунок 7.1.



Рисунок 7.1. Алгоритм розрахунку теплообмінника

7.1 Тепловий розрахунок

А. Кожухотрубні теплообмінники

7.1.1. Визначають теплове навантаження Q теплообмінного апарату.

Теплове навантаження - це кількість теплоти, яка передається від гарячого теплоносія до холодного за одиницю часу.

Теплове навантаження розраховують з рівняння теплового балансу, яке має вигляд (без врахування втрат теплоти в оточуюче середовище):

$$Q = Q_1 = Q_2, \quad (7.1)$$

де Q_1 - кількість теплоти, яка віддається гарячим теплоносієм, Вт; Q_2 - кількість теплоти, яку сприймає холодний теплоносій, Вт.

Якщо теплообмін відбувається без зміни агрегатного стану теплоносіїв, то

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_{1п} - t_{1к}); \quad (7.2)$$

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}), \quad (7.3)$$

де - G_1, G_2 - витрати теплоносіїв, кг/с;

c_1, c_2 - питомі теплоємності теплоносіїв, Дж/(кг · К); $t_{1п}, t_{1к}, t_{2п}, t_{2к}$ - початкові і кінцеві температури теплоносіїв, °С.

Таким чином, рівняння теплового балансу приймає вигляд:

$$G_1 c_1 (t_{1п} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}). \quad (7.4)$$

З рівняння (7.4) визначається теплове навантаження, витрата теплоносіїв або невідома температура одного з теплоносіїв. Наприклад:

1) невідома витрата холодного теплоносія G_2 - вона визначається так:

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{1п} - t_{1к})}{c_2 (t_{2к} - t_{2п})}; \quad (7.5)$$

2) невідома кінцева температура гарячого теплоносія $t_{1к}$ - вона визначається згідно залежності:

$$t_{1к} = t_{1п} - \frac{G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п})}{G_1 c_1}. \quad (7.6)$$

Якщо теплоносій змінює агрегатний стан, його витрату визначають з рівняння

$$Q = G_{гп} r_{гп}, \quad (7.7)$$

де $G_{гп}$ – витрата пари, яка конденсується, кг/с;

$r_{гп}$ – питома теплота конденсації гріючої пари, Дж/кг.

Якщо кінцеві температури теплоносіїв невідомі, їх значеннями задаються, беручи до уваги те, що різниця на кінцях теплообмінника повинна складати не менш 5^0C для забезпечення достатньої рушійної сили теплопередачі.

7.1.7. Визначають середню різницю температур теплоносіїв як середньо логарифмічну величину між більшою $\Delta t_б$ і меншою $\Delta t_м$ різницями температур теплоносіїв на кінцях теплообмінного апарату

$$\Delta t_{ср} = (\Delta t_б - \Delta t_м) / [\ln (\Delta t_б / \Delta t_м)]. \quad (7.8)$$

Якщо ці різниці температур відрізняються не більш ніж у два рази, середню різницю температур можна розрахувати як середньоарифметичну між ними

$$\Delta t_{ср} = (\Delta t_б + \Delta t_м) / 2. \quad (7.9)$$

Залежності (7.8) і (7.9) використовують для чистого прямогоку і протитоку. В апаратах із складним взаємним рухом теплоносіїв, наприклад при змішаному або перехресному русі, у формулу розрахунку $\Delta t_{ср}$ уводять поправку $\epsilon_{\Delta t} < 1$ [1]. Наприклад, для багатোধодових кожухотрубних теплообмінників

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{пр},$$

де $\Delta t_{пр}$ – середня різниця температур, розрахована для протитоку.

Значення коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$ береться з спеціальних графіків [1, 7].

7.1.3. Розраховують визначальні температури теплоносіїв. Для теплоносія, температура якого змінюється менше, визначальна температура визначається як середньоарифметична між початковою і кінцевою температурами

$$t_{cp,i} = (t_{in} + t_{ik})/2, \quad i=(1 \text{ або } 2) \quad (7.10)$$

Значення визначальної температури другого теплоносія отримують, використовуючи середню різницю температур:

$$t_{cp,j} = t_{cp,i} \pm \Delta t_{cp} \quad (7.11)$$

При зміні агрегатного стану теплоносія його температура постійна вздовж всієї поверхні теплопередачі і дорівнює температурі кипіння (або конденсації), яка залежить від тиску і складу теплоносія.

7.1.4. Попередньо визначають орієнтовно очікувану площу поверхні теплопередачі F_{op} за рівнянням теплопередачі:

$$F_{op} = Q / (K_{op} \cdot \Delta t_{cp}), \quad (7.12)$$

де K_{op} – орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі, Вт / (м²·К), отримане практичним шляхом для різних випадків теплообміну [2, 8] – таблиця 7.1

Табл. 7.1 Орієнтовні величини коефіцієнтів теплопередачі K для деяких випадків теплообміну, $(\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}))$

Вид теплообміну	Вимушений рух теплоносія	Вільний рух теплоносія
Від газу до газу (за невисоких тисків)	10 – 40	4 – 12
Від рідини до рідини (вода)	800 – 1700	140 – 340
Від рідини до рідини (вуглеводні, масла)	120 – 270	30 – 60
Від водяної пари, яка конденсується, до води (конденсатори, підігрівачі)	800 – 3500	300 – 1200
Від пари органічних речовин, яка конденсується, до рідини (підігрівачі)	120 – 340	60 - 460
Від пари органічних речовин, яка конденсується, до води (конденсатори)	300 – 800	230 - 460

7.1.5. Для вибору можливих варіантів стандартизованих кожухотрубних теплообмінників, крім розрахованої орієнтовної площі поверхні теплообміну $F_{\text{ор}}$, треба визначити орієнтовні значення необхідної кількості труб n , кількість ходів z , січення трубного простору $S_{\text{ор}}$.

Розрахунки вказаних величин проводять у наступній послідовності:

- Задаються режимом руху рідини, наприклад, у трубному просторі теплообмінника. Найбільш вигідний режим – турбулентний. Для розвинутого

турбулентного руху у трубах теплообмінника слід прийняти $Re_{op} = (1...1,5) \cdot 10^4$. Ламінарному режиму відповідає $Re_{op} < 2300$.

- Визначають швидкість руху потоку

$$w_{op} = Re_{op} \mu / (d \rho), \quad (7.13)$$

де Re_{op} – орієнтовне значення критерію Рейнольдса;
 d – внутрішній діаметр труб теплообмінника, м;
 μ, ρ – відповідно в'язкість, Па·с, і густина, кг/м³, теплоносія у трубному просторі.

Орієнтовний переріз трубного простору S_{op} для забезпечення потрібного режиму руху теплоносія дорівнює:

$$S_{op} = G / (\rho \cdot w_{op}), \quad (7.14)$$

Де G – масова витрата теплоносія, який рухається у трубному просторі, кг/с.

Відповідно кількість труб, яка приходиться на один хід теплообмінника, буде дорівнювати

$$n / z = G / (0.785 d Re_{op} \mu), \quad (7.15)$$

де n – загальна кількість труб теплообмінника;

z - кількість ходів у трубному просторі.

На підставі розрахунків $F_{op}, S_{op}, n / z$, які забезпечують заданий режим, вибирають варіант (або декілька варіантів) конструкції одноходового або багатходового кожухотрубчатого теплообмінника [Додаток 7.1].

7.1.6. Перевірочний розрахунок.

Вибраний за стандартом теплообмінник має наступні параметри: діаметр кожуха D , діаметр труб d , кількість труб n , число ходів z , січення трубного простору S тощо.

Для обраного варіанту визначають швидкість і число Рейнольда для потоків теплоносіїв у трубах і в між трубному просторі, і розраховують уточнений коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.16)$$

де α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі, Вт / (м² · К);
 r_1, r_2 – термічні опори забруднень стінки, м² · К / Вт;
 $\lambda_{ст}$ – теплопровідність матеріалу стінки, Вт / (м · К);
 $\delta_{ст}$ – товщина стінки, м;
 $\sum r_{ст}$ – загальний термічний опір стінки та її забруднень з двох боків, м² · К / Вт.

Значення теплової провідності забруднень, які виникають при русі того чи іншого теплоносія, приведені в таблиці 7.2 [2, 8].

Таблиця 7.2

Теплоносії	Значення $1/r_3$ (Вт/(м ² · К))
Вода:	
- забруднена	1400 – 1800
- середньої якості	1860 – 2900
- доброї якості	2900 – 5800
- дисцильована	11600
Конденсат	25000
Розчин:	
- аміачний	6670

- солей	5000
- лугів	2500
Кислота:	
- Оцтова	2000
- Соляна, фосфорна, сірчана	2000
Водяна пара	5800
Сірковуглець	5000
Вуглеводні низькокиплячі	5000
Ацетон, розчинники	10000
Аміак	4000
Органічні рідини	5800
Вуглеводні ароматичні	5560
Органічні пари	11600
Повітря	2800
Димові гази	1700

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі здійснюється за критеріальними рівняннями, які вибираються в залежності від виду тепловіддачі, режиму руху теплоносія, форми теплообмінної поверхні.

У критеріальні рівняння конвективної тепловіддачі в багатьох випадках входить множник $(Pr / Pr_{ст})^{0,25}$, який враховує напрямок теплового потоку і близький до одиниці, коли температура стінки і рідини відрізняються незначно. При розрахунку критерія $Pr_{ст}$ значення фізико-хімічних констант теплоносіїв необхідно брати при температурі стінки

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp}; \quad t_{ст2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{cp}. \quad (7.17)$$

У крапельних рідин із збільшенням температури величина критерія Прандтля зменшується. Отже, для крапельних рідин при нагріванні $Pr / Pr_{ст} > 1$, а при охолодженні $Pr / Pr_{ст} < 1$. На цій підставі [8] при проектуванні теплообмінників в розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі для рідин, які нагрівають, можна приймати $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 1$, допускаючи невелику похибку в бік зменшення коефіцієнта тепловіддачі, тобто в бік запасу. Для рідин, які охолоджують, коли $Pr / Pr_{ст} \geq 0,5$, з достатньою точністю можна приймати середнє значення $(Pr / Pr_{ст})^{0,25}$, рівне 0,93.

Нижче приведені критеріальні рівняння для найбільш поширених випадків теплообміну (розраховується критерій Nu, і далі з цього критерія визначається коефіцієнт тепловіддачі).

7.1.7. Критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі

I. Тепловіддача без зміни агрегатного стану речовини

1. При русі теплоносія в прямих трубах круглого січення або в каналах некруглого січення (трубний простір кожухотрубного теплообмінника)

a) Для розвинутого турбулентного руху (критерій $Re > 10000$) [2]:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_{\ell} Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}, \quad (7.18)$$

де ε_{ℓ} - поправочний коефіцієнт, який враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби L до її діаметру d. Теплофізичні характеристики теплоносіїв розраховують за визначальними температурами рідини. Для теплоносія, температура якого змінюється менше, визначальна температура визначається як середньоарифметична між початковою і кінцевою температурами

$$t_{cp,i} = (t_{in} + t_{ik})/2, \quad i = (1 \text{ або } 2)$$

Значення визначальної температури другого теплоносія отримують, використовуючи середню різницю температур:

$$t_{cp,j} = t_{cp,i} \pm \Delta t_{cp}$$

визначальний геометричний розмір – еквівалентний діаметр труби.

Якщо $L/d \geq 50$, величина $\varepsilon_\ell = 1$, при менших значеннях L/d величини ε_ℓ приведені у таблиці 7.3 [1].

б) При перехідному режимі руху ($2320 < Re < 10000$):

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}, \quad (7.19)$$

або

$$Nu = f(Re) Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (7.20)$$

Значення величини ε_ℓ

Таблиця 7.3

Значення критерія Re	Відношення L/d				
	10	20	30	40	50 і більше
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,06	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1

У формулі (7.20) $f(Re)$ приймається в залежності від критерія Re:

$Re \cdot 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
$f(Re)$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

с) При ламінарному режимі ($Re < 2300$):

- при значеннях $GrPr \leq 5 \cdot 10^5$, коли впливом вільної конвекції можна нехтувати, коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, який рухається в трубах круглого січення, визначають за рівнянням

$$Nu = 1,61 RePr (d/L)^{0,33} (\mu/\mu_{ст})^{0,14} \text{ при } RePr (d/L) > 12; \quad (7.21)$$

$$Nu = 3.66 (\mu/\mu_{ст})^{0,14} \text{ при } RePr (d/L) \leq 12, \quad (7.22)$$

де $\mu_{ст}$ – в'язкість теплоносія при температурі стінки.

- при значеннях $GrPr > 5 \cdot 10^5$ настає так званий в'язкісно-гравітаційний режим, при якому впливом вільної конвекції нехтувати неможна, тому що в цьому режимі на тепловіддачу суттєво впливає взаємний напрямок вимушеного руху і вільної конвекції; для цього випадку коефіцієнт тепловіддачі наближено розраховується за формулою

$$Nu = 0.15 (RePr)^{0,33} GrPr^{0,1} (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (7.23)$$

У залежностях (7.21), (7.22) (7.23) визначальний розмір – еквівалентний діаметр, визначальна температура – середня температура теплоносія; критерій Грасгофа $Gr = g\ell^3/(v^2\beta\Delta t)$, β – коефіцієнт об'ємного розширення, значення якого для різних рідин приведені у [1]; ℓ - характерний лінійний розмір, м.

7. При русі теплоносія у міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника:

$$Nu = C(d_e Re)^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (7.24)$$

де $C = 1,16$ за відсутністю перегородок і $C = 1,72$ за наявності сегментних перегородок; d_e – еквівалентний діаметр міжтрубного простору:

$$d_e = \frac{D^2 - nd_3^2}{D + nd_3}. \quad (7.25)$$

3. При поперечному обтіканні пучка гладких труб критеріальні рівняння мають вигляд:

1) при шахматному розміщенні труб

2)

$$Nu = 0,41Re^{0,6}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{cr})^{0,25}; \quad (7.26)$$

3) при коридорному розміщенні труб

4)

$$Nu = 0,23Re^{0,65}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{cr})^{0,25}. \quad (7.27)$$

У залежностях (7.24), (7.25), (7.26), (7.27) як визначальний розмір прийнятий діаметр труби, а визначальна швидкість – швидкість у найбільш вузькому січенні ряду.

II. Тепловіддача при зміні агрегатного стану речовини

1. Тепловіддача при плівковій конденсації пари.

При плівковій конденсації насиченої пари і ламінарному стіканні плівки конденсату під дією сили тяжіння коефіцієнт тепловіддачі розраховують згідно залежностей:

- на пучку n вертикальних труб діаметром d_3

$$\alpha = 3,78 \lambda \sqrt[3]{\rho^2 d_3 n / (\mu G)}; \quad (7.28)$$

- для n горизонтальних труб довжиною L (в м)

$$\alpha = 2,02 \varepsilon \lambda \sqrt[3]{\rho^2 L n / (\mu G)}, \quad (7.29)$$

де G – витрата пари, кг/с; ε – коефіцієнт, який враховує зменшення середнього коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні пучка

горизонтальних труб у порівнянні з конденсацією на одиночній трубі; наближено можна прийняти $\varepsilon = 0,7$ при $n \leq 100$ і $\varepsilon = 0,7$ при $n > 100$.

Фізичні характеристики у залежностях (7.28) і (7.29) визначають при середній температурі плівки конденсату $t_{пл} = 0,5(t_{конд} + t_{ст})$. Якщо Δt не перевищує 30 – 40 град, фізичні характеристики можна визначати при температурі конденсації.

Поряд з наведеними залежностями коефіцієнт тепловіддачі можна визначити за рівняннями:

1) при конденсації на зовнішній поверхні горизонтальних труб

$$Nu_{пл} = 1,53 / Re_{пл}^{0,33}; \quad (7.30)$$

2) при конденсації на вертикальних поверхнях

$$Nu_{пл} = 1,86 / Re_{пл}^{0,33} \quad (Re_{пл} < 400); \quad (7.31)$$

$$Nu_{пл} = \frac{Re_{пл}}{6,25(Re_{пл} - 400)} + 1580 \quad (Re_{пл} > 400) \quad (7.32)$$
$$\frac{Pr^{0,33}}$$

Критерій $Re_{пл}$ визначається через лінійну густину зрошування:

$$Re_{пл} = 4\Gamma/\mu, \quad (7.33)$$

Густина зрошування Γ визначається наступним чином:

$$\Gamma = G/\Pi, \quad (7.34)$$

де G – витрата конденсату, кг/с; Π – периметр поверхні, по якій рухається плівка конденсату, м.

Критерій $Nu_{пл}$ визначається за співвідношенням:

$$Nu_{пл} = \alpha \delta_{пр} / \lambda, \quad (7.35)$$

$$\text{де } \delta_{пр} = [\mu^2 / (\rho^2 g)]^{0,33} - \text{приведена товщина плівки, м.} \quad (7.36)$$

7.1.8. Використовуючи основне рівняння теплопередачі, визначають розрахункову площу поверхні теплопередачі F_p . За каталогом остаточно вибирають теплообмінний апарат з поверхнею теплообміну $F = (1,15 \dots 1,20) F_p$.

Наприклад, попередньо вибраний кожухотрубний конденсатор має параметри:

- діаметр кожуха $D = 600$ мм;
- діаметр труб $d = 20 \times 2$;
- число ходів $Z = 2$;
- загальне число труб $n = 370$
- поверхня теплообміну F при довжині труб L :

$L, \text{ м:}$	3	4	6
$F, \text{ м}^2:$	70	93	139

Припустимо, що розрахункова площа поверхні теплообміну $F_p = 120 \text{ м}^2$. Цій площі відповідає F обраного теплообмінника 139 м^2 ; запас по поверхні складає $\Delta F = 139 \cdot 100 / 120 = 15,8 \%$. Саме цей варіант теплообмінника повинен бути вибраний остаточно. Якщо розрахункова площа більше ніж 139 м^2 , або значно менша ніж 70 м^2 , цей теплообмінник не підходить і треба вибрати в якості попереднього інший теплообмінник, і провести знов перевірочний розрахунок. Доцільно відразу вибирати 2-3 варіанти теплообмінника і паралельно вести для цих варіантів перевірочний розрахунок, а потім зупинитись на теплообміннику, який відповідає умові $F = (1,15 - 1,2) F_p$.

Б. Пластинчасті теплообмінники

Згідно пунктів 7.1.1 – 7.1.4, так само як для кожухотрубних теплообмінників, розраховують теплове навантаження, середні температури теплоносіїв, середню різницю температур і орієнтовну площу поверхні теплообміну.

7.1.9. По орієнтовній площі F_{op} з таблиці 7.10 (додаток 7.1) вибирають теплообмінник з певним типорозміром пластин f (площа однієї пластини).

Виписують параметри, якими характеризується теплообмінник:

поверхня теплообміну F , m^2 ;

типорозмір пластини f , m^2 ;

Розміри пластини, m : довжина, ширина, товщина;

число пластин N , шт.;

еквівалентний діаметр каналу d_e , m ;

площа січення каналу S , m^2 ;

приведена довжина каналу $L_{пр}$, m .

7.1.10. Перевірочний розрахунок

Вибирають схему компоновки пластин. Схему позначають дріббю, в якій у чисельнику записується сума цифр, що показує кількість з'єднаних пакетів по тракту гарячого робочого середовища (середовища, яке охолоджують) (інакше – кількість ходів), а значення кожної з цифр – кількість паралельних каналів між пластинами у кожному пакеті. У знаменнику дроби – сума цифр, які позначають число пакетів і каналів по тракту руху холодного робочого середовища (середовища, яке нагрівають). Наприклад, для схем на Рисунок 7.2 формули компоновки пластин мають вигляд:

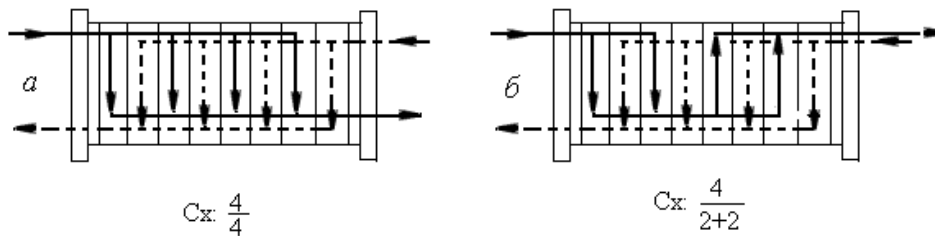


Рисунок 7.7 – Приклади схем компоновки пластин

Для створення в каналах швидкостей, що забезпечують турбулентний режим руху потоків ($Re > 50$), пакети, з невеликим числом пластин в кожному, з'єднують послідовно по ходу теплоносія. Один з варіантів такої компоновки показаний на Рисунок 7.2 б.

Після вибору нормалізованого теплообмінника з необхідною площею теплообміну і певним числом пластин орієнтовно визначають за величиною допустимого опору теплообмінника число послідовно з'єднаних пакетів для кожного з теплоносіїв[8]:

$$z \leq 0,01 (\Delta P_d S N^2 / V^2)^{0,33}, \quad (7.37)$$

де V – об'ємна витрата теплоносія, m^3/c ; S – площа січення одного каналу, m^2 ; N – число пластин в теплообміннику; ΔP_d – допустимий опір теплообмінника, Па.

Допустимий опір розбірних пластинчатих теплообмінників приймається в межах 50 – 150 КПа, або вибирається згідно умов технологічного процесу.

При конденсації пари в пластинчатому теплообміннику усі канали по потоку пари збираються в один пакет.

Розраховують число каналів в одному пакеті:

- 1) для теплоносія, який охолоджується

$$m_1 = [(N/2) - 1]z; \quad (7.38)$$

- 2) для теплоносія, який нагрівається

$$m_2 = N/(2z). \quad (7.39)$$

Подальший розрахунок проводять так само, як для кожухотрубного теплообмінника, тобто розраховують коефіцієнт теплопередачі і необхідну поверхню теплообміну. Якщо розрахована площа поверхні теплообміну значно відрізняється від попередньо вибраної, розрахунок повторюють, приймаючи за орієнтовну - розраховану і прийняту по стандарту площу поверхні теплообміну. Розрахунок здійснюють до приблизної збіжності величин орієнтовно прийнятої і уточненої площі поверхні теплообміну (площа поверхні теплообміну стандартизованого теплообмінника повинна бути на 15 – 20% більше розрахованої).

7.1.11. Критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в пластинчатих теплообмінниках

I. Тепловіддача без зміни агрегатного стану речовини:

- у випадку турбулентного руху теплоносія

$$Nu = C Re^n Pr^{0,45} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (7.40)$$

- у випадку ламінарного режиму руху теплоносія

-

$$Nu = C_1 Re^{0,33} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (7.41)$$

де $Nu = \alpha d_e/\lambda$; $Re = wd_e\rho/\mu$; w – швидкість теплоносія в каналах, м/с; $w = \frac{G}{\rho mS}$; G – витрата теплоносія, кг/с; m – число каналів, по яких рухається теплоносій (визначається по (7.38) або (7.39)); S – площа поперечного перерізу каналу, м²; C і C_1 – коефіцієнти, які залежать від режиму рухів потоків і типу

пластин (табл. 7.3); Pr – критерій Прандтля, $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ (теплофізичні властивості теплоносія визначаються при його середній температурі), d_e – еквівалентний діаметр каналів (таблиця 7.11 додатку 7.1).

Ламінарний режим в пластинчастих теплообмінниках спостерігається в границях $Re \leq 50$, $Pr \geq 80$; турбулентний – при $Re = 50 - 30\,000$ і $Pr = 0,7 - 80$.

Таблиця 7.4

Значення коефіцієнтів C , n і C_1 у формулах для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі

Типорозмір пластин, м ²	Режим руху теплоносія		Типорозмір пластин, м ²	Режим руху теплоносія			
	турбул.			ламінарн.	турбул.		ламінарн.
	C	n		C	C	n	C
0,2	0,0650	0,73	0,46	0,1	0,73	0,46	
0,2К	0,0860		0,50	0,3		0,46	
0,3	0,100		0,60	0,5x2		0,46	
0,5	0,0978		0,60	0,7		—	
0,6	0,1350		0,60	Зварні			
0,63	0,1000		0,46	0,75		0,1000	0,73
				0,8	0,1000	0,60	
				1,2	0,1000	0,46	

II. Тепловіддача при зміні агрегатного стану речовини:

1) при конденсації пари

- у випадку $\Delta t \geq 10^0\text{C}$

$$Nu = B Re^{0,7} Pr_k^{0,4},$$

(7.42)

де $Nu = \alpha L_{np} / \lambda$; $Re = G_1 L_{np} / (\mu F)$; G_1 – витрата пари, кг/с; L_{np} – приведена довжина каналу, м; F – повна поверхня теплообміну, м²; μ – в'язкість конденсату при температурі конденсації, Па·с; λ – коефіцієнт теплопровідності конденсату при температурі конденсації, Вт/(м·К).

Коефіцієнт B визначають з наступних даних:

Таблиця 7.5

Типорозмір пластины	В	Типорозмір пластины	В	Типорозмір пластины	В
0,2	800	0,63	451	0,7	340
0,2К	482	1,3	201	0,75	201
0,3	322	0,1	264	0,8	302
0,5	412	0,3	393	1,2	185
0,6	240	0,5x2	201		

- у випадку $\Delta t < 10^0\text{C}$

$$\alpha_k = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t L_{\text{пр}}}}, \quad (7.43)$$

де $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}$; $L_{\text{пр}}$ – приведена довжина каналу, м.

У залежності (7.43) питому теплоту конденсації r визначають при температурі конденсації $t_{\text{конд}}$; фізичні властивості конденсату розраховують при середній температурі плівки конденсату $t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{конд}} + t_{\text{ст}})$. У випадках, коли Δt не перевищує 30 – 40 град, фізичні характеристики можуть бути визначені при температурі конденсації $t_{\text{конд}}$, що не призводить до значної похибки при визначенні α .

При розрахунку пластинчатого підігрівача (з використанням насиченої водяної пари) або конденсатора вибір залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації здійснюють в наступній послідовності:

- попередньо приймають $\Delta t > 10^0\text{C}$;
- розраховують по (7.42) коефіцієнт тепловіддачі;
- розраховують коефіцієнт теплопередачі K ;
- перевіряють правильного припущення щодо Δt .

Наприклад, було прийнято, що $\Delta t > 10^0\text{C}$: по залежності (7.42) розраховується коефіцієнт тепловіддачі α_1 , по залежності (7.40) або (7.41) визначається другий коефіцієнт тепловіддачі α_2 ; за рівнянням (7.16)

розраховується коефіцієнт теплопередачі K і далі перевіряється правильність прийнятого припущення відносно Δt по формулі

$$\Delta t = \Delta t_{cp} K / \alpha_7. \quad (7.44)$$

Якщо розрахунок Δt по (7.44) показав, що $\Delta t > 10^0\text{C}$, переходять до наступного етапу розрахунку теплообмінника. Якщо виявилось, що $\Delta t < 10^0\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі α_1 перераховують по залежності (7.43), підставляючи в залежність значення Δt , отримане по рівнянню (7.44).

Параметри пластинчастих теплообмінників приведені у таблицях 7.10 і 7.11 додатку 7.1 (за даними [6]).

С. Спіральні теплообмінники

Згідно пунктів 7.1.1 – 7.1.3 визначають теплове навантаження, витрату другого теплоносія, середні температури теплоносіїв і середню різницю температур Δt_{cp} .

Подальший розрахунок переслідує мету визначення коефіцієнта теплопередачі, необхідної площі поверхні теплообміну і підбір стандартизованого теплообмінника. Алгоритм розрахунку кожухотрубного теплообмінника передбачав прийняття орієнтовного значення коефіцієнта теплопередачі, визначення орієнтовної площі поверхні теплообміну, вибір стандартизованого теплообмінника з наступним перевірочним розрахунком необхідної площі поверхні теплообміну. Для спірального теплообмінника цей алгоритм дещо інакший.

7.1.17. Задаються шириною каналу і визначають еквівалентний діаметр каналу по залежності:

$$d_e = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4b\delta}{2b\delta} = 2\delta, \quad (7.45)$$

де b_e – висота каналу, м; δ – ширина каналу, м.

Спіральні теплообмінники випускаються з шириною каналу 6, 12 і 25 мм.

7.1.13. Розраховують числа Re для більш гарячого і більш холодного теплоносіїв в наступній послідовності.

Задаються швидкістю руху теплоносія w_1 в каналі теплообмінника. Швидкість руху приймають в межах 0,3 – 1 м/с [9].

Визначають необхідну площу перерізу каналу f :

$$f = \frac{G_1}{3600 \cdot \rho_1 \cdot w_1}, \quad (7.46)$$

де G_1 – витрата гарячого теплоносія, кг/с; ρ_1 – густина теплоносія, кг/м³.

За величиною площі перерізу каналу розраховують ефективну ширину стрічки (ефективну висоту теплообмінника)

$$b_e = f / \delta. \quad (7.47)$$

Заокруглюють отримане значення до стандартної ширини стандартизованого теплообмінника і розраховують дійсну площу перерізу каналу:

$$f = b_e \delta. \quad (7.48)$$

З рівняння (7.46) визначають дійсні швидкості (w_1 і w_2) руху одного і другого теплоносія в каналах теплообмінника.

Розраховують число Рейнольда для гарячого теплоносія

$$Re_1 = w_1 d_e / \nu_1. \quad (7.49)$$

В каналах спірального теплообмінника, як правило, повинен бути турбулентний режим руху, який має місце, коли число Re перевищує певне критичне значення. Критична величина числа Re розраховується по емпіричній залежності [9]:

$$Re_{кр} = 20000 (d_c / D_c)^{0.37}. \quad (7.50)$$

У наведеній залежності D_c – зовнішній діаметр (діаметр спіралі) теплообмінника. Діаметром спіралі попередньо задаються і пізніше перевіряють. Якщо число Re_1 менше $Re_{кр}$, збільшують швидкість руху теплоносія або зменшують площу перерізу каналу. Спіральні теплообмінники випускаються з однаковою шириною каналу для обох теплоносіїв, тому може статися так, що один теплоносій рухається в турбулентному режимі, а другий в ламінарному. В цьому випадку, після розрахунку коефіцієнта теплопередачі (дивитись далі) проводять аналіз опорів тепловіддачі з боку гарячого і з боку холодного теплоносіїв і, змінюючи площу каналу або швидкість руху, добиваються, повторюючи розрахунки, найменшого загального опору.

Розраховують число Рейнольдса для другого теплоносія:

$$Re_2 = w_2 d_c / \nu_2. \quad (7.51)$$

Швидкість руху другого теплоносія вибирають такою, щоби режим руху був також (по можливості) турбулентним.

7.1.14. Розраховують коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 .

Нижче приведені критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі [8, 9]:

1) при ширині каналу 6; 12; 16 мм із штифтами і турбулентному русі теплоносія ($Re = 2000 \div 10^5$)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \left(1 + 3.54 \frac{d_e}{D_c} \right); \quad (7.52)$$

2) при ширині каналу 25 мм із дистанційними скобами і турбулентному русі теплоносія

$$Nu = 0,03 Re^{0.8} Pr^{0.43} (Pr/Pr_{ст})^{0.25}; \quad (7.53)$$

3) при ламінарному русі ($Re < 2000$)

$$Nu = 1,85 (Re Pr d_e / \ell)^{0.33} (Pr/Pr_{ст})^{0.25}, \quad (7.54)$$

де $Nu = \alpha d_e / \lambda$; $Re = wd_e / \nu$; ℓ - довжина каналу, м.

У залежностях (7.52) - (7.54) в якості визначального розміру прийнятий еквівалентний діаметр $d_e = 2\delta$ (де δ – ширина каналу).

При розрахунку критерія Прандтля $Pr_{ст}$ температурою стінки задаються і після визначення коефіцієнта теплопередачі температуру стінки уточнюють за рівняння (7.17).

7.1.15. Розраховують коефіцієнт теплопередачі і необхідну площу поверхні теплообміну.

З таблиці 7.12 (додаток 7.1), з врахуванням площі перерізу каналу і ширини листа, приймають товщину стінки теплообмінника $\delta_{ст}$, задаються матеріалом стінки і по довіднику знаходять коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки $\lambda_{ст}$.

З врахуванням термічних опорів забруднень стінок (таблиця 7.16), розраховують коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (7.55)$$

Розраховують поверхню теплообміну теплообмінника

$$F = Q/K \Delta t_c. \quad (7.56)$$

По необхідній поверхні теплообміну вибирають теплообмінник з таблиці 7.12 додатку 7.1. Теплообмінник повинен мати запас по площі теплообміну 15 – 20 %.

Остаточна перевірка режиму руху теплоносіїв приведена в конструктивному розрахунку теплообмінника.

D. Теплообмінники типу „Труба в трубі”

Розраховують параметри теплообміну згідно пунктів 7.1.1 – 7.1.3.

Далі можливі два варіанти продовження розрахунку.

По першому з них, так само як і для кожухотрубного теплообмінника, приймається орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі, розраховується орієнтовна площа теплообміну, вибирається стандартизований теплообмінник і здійснюється перевірочний розрахунок.

Розглянемо другий варіант.

7.1.15. Вибирають діаметри труб і визначають числа Рейнольдса.

Діаметри теплообмінних і кожухових труб вибирають з таблиці 7.8 додатку 7.1.

Якщо теплообмін відбувається між крапельними рідинами, бажаний режим руху як у теплообмінних так і кожухових трубах – турбулентний.

Задаються числом Рейнольдса, $Re = (1 \div 1,5) \cdot 10^4$ і розраховують швидкість руху теплоносія для потоку у внутрішніх трубах:

$$w_2 = Re_2 \cdot \mu_2 / (d_{вн} \cdot \rho_2), \quad (7.57)$$

де μ_2 – в'язкість теплоносія, Па·с; ρ_2 – густина теплоносія, кг/м³; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби, м.

Визначають число паралельно працюючих труб (число потоків)

$$n' = G_2 / 0,785 d_{\text{вн}}^2 w_2' \rho_2, \quad (7.58)$$

де G_2 – витрата теплоносія, кг/с.

Якщо число потоків по розрахунку вийшло дробовим, його заокруглюють до цілого числа n .

Розраховують фактичну швидкість розчину

$$w_2 = G_2 / 0,785 d_{\text{вн}}^2 w_2' \rho_2. \quad (7.59)$$

Розраховують дійсну величину числа Рейнольдса

$$Re_2 = w_2 d_{\text{вн}} \rho_2 / \mu_2 \quad (7.60)$$

і переконуються, що режим руху турбулентний.

Аналогічні розрахунки проводять для кільцевого простору, враховуючи, що кількість потоків n вже визначена:

$$w_1 = G_1 / [\rho_1 0,785 (D_{\text{вн}}^2 - d_3^2) n], \quad (7.61)$$

де G_1 – витрата другого теплоносія, кг/с; ρ_1 – густина теплоносія, кг/м³; $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м; d_3 – зовнішній діаметр внутрішньої труби, м.

$$Re_1 = w_1 d_e \rho_1 / \mu_1, \quad (7.62)$$

де $d_e = D_{\text{вн}} - d_3$ – еквівалентний діаметр кільцевого простору.

Відмітимо, що режим руху може виявитись турбулентним не для обох теплоносіїв, наприклад, у трубному просторі турбулентний, а у кільцевому – ламінарний або перехідний (або навпаки). В такому випадку треба спробувати

задатися більшим числом Re для теплоносія, для якого режим вийшов ламінарний чи перехідний. Але треба мати на увазі, що із збільшенням Re зростає швидкість руху теплоносія і, відповідно, гідравлічний опір. Економічно доцільними вважаються швидкості для рідин в межах $(0,5 \div 3)$ м/с. Турбулентного режиму руху можна досягти, підбираючи труби іншого діаметру.

Якщо один з теплоносіїв змінює свій агрегатний стан в процесі теплообміну (наприклад, конденсація пари), число Рейнольдса згідно приведеної методики розраховують тільки для теплоносія, який не змінює свого агрегатного стану.

7.1.16. Розраховують коефіцієнти тепловіддачі за наступними рекомендованими залежностями.

I. Тепловіддача без зміни агрегатного стану речовини.

Коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, що рухається по внутрішнім трубам, розраховується по залежностям (7.18) – (7.23).

При русі теплоносія у кільцевому просторі, утвореному співвісними трубами, розрахунок коефіцієнта тепловіддачі можна проводити по залежностям (7.18), (7.19), (7.23), підставляючи в якості визначального розміру еквівалентний діаметр кільцевого простору між трубами $d_e = D_B - d_3$ (D_B – внутрішній діаметр зовнішньої труби, d_3 – зовнішній діаметр внутрішньої труби). У випадку розвинутого турбулентного режиму рекомендована також залежність [1]:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}(D_B/d_3)^{0,45}. \quad (7.63)$$

II. Тепловіддача при плівковій конденсації насиченої водяної пари :

- на поверхні горизонтальної труби [10]:

-

$$\alpha = 0,72 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d_3}}, \quad (7.64)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності плівки конденсату, Вт/(м·К); r – питома теплота конденсації при температурі конденсації, Дж/кг; ρ – густина конденсату, кг/м³; d_3 – зовнішній діаметр труби, м; μ – в'язкість конденсату, Па·с; $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}$.

Фізичні характеристики конденсату розраховують при середній температурі плівки конденсату $t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{конд}} + t_{\text{ст1}})$. У випадку, коли Δt не перевищує 30 – 40 град, фізичні характеристики можна визначати при температурі конденсації, що не призведе до значної помилки при розрахунку α .

- всередині горизонтальної труби [11]:

-

$$\alpha = 1,164(3400 + 100v_0) \sqrt{\frac{1,21}{\lambda}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (7.65)$$

де ℓ - довжина труби, м; v_0 – швидкість пари на вході в трубу, м/с.

7.1.17. Розраховують коефіцієнт теплопередачі з врахуванням всіх опорів за рівнянням (7.16).

7.1.18. З основного рівняння теплопередачі визначають необхідну площу поверхні теплообміну і підбирають стандартизований теплообмінник.

7.7. Конструктивний розрахунок

Зміст конструктивного розрахунку залежить від особливостей вибраної конструкції апарату, тобто від того, чим компонується поверхня теплообміну: трубами, змієвиком, спіралью зігнутими листами, пластинами тощо.

Загальними для любого теплообмінника є розрахунок штуцерів і підбір фланців, розрахунок опор.

Розрахунок штуцерів.

Діаметр штуцерів розраховується за рівнянням:

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785 w \rho}}, \quad (7.66)$$

де G – масова витрата теплоносія, кг/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

w – швидкість руху теплоносія у штуцері, м/с.

Звичайно швидкість руху рідин у трубах та каналах приймають в межах 0,5 – 3,0 м/с, швидкість парів та газів 20 – 30 м/с.

До всіх штуцерів приварюються фланці згідно з ГОСТ 12820 – 80 [4].

7.7.1. Кожухотрубні теплообмінники

Вибраний після теплового розрахунку теплообмінник має параметри: діаметр кожуха, число труб, число ходів тощо. Цю характеристику теплообмінника використовують для подальших розрахунків.

1. Розраховують товщину обичайки Розрахунок проводять по залежності [4]:

$$\delta = \frac{D_p}{2 \sqrt{\frac{p}{\sigma} - p}} + C_k, \quad (7.67)$$

де D – внутрішній діаметр апарату, м;
 p – надлишковий тиск в апараті, МПа;
 $[\sigma]$ – допустиме напруження для сталі, з якої виготовлена обичайка, МПа;

$\varphi = 0,8$ – коефіцієнт ослаблення обичайки із-за зварного шву;

C_k – добавка на корозію (приймається $\sim 0,001$ м).

Згідно розрахунку і рекомендаціям [2] остаточно приймають товщину обичайки.

7. Вибирають схему розміщення труб в трубній решітці і спосіб їх кріплення, а також планують ділянки під перегородки у трубних решітках і кришках багатходових теплообмінників.

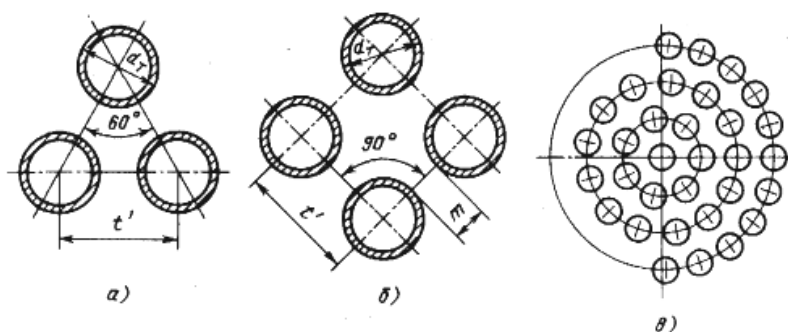


Рисунок 7.3. Схеми розміщення труб у трубних решітках

a) по вершинах рівносторонніх трикутників; б) по вершинах квадратів; в) по концентричних колах

Для теплообмінників типів Н і К (Н – з нерухомими трубними решітками; К – з температурним компенсатором на кожусі) труби розміщують в трубних решітках по вершинах рівносторонніх трикутників (Рисунок 3, a), а для теплообмінників з плаваючою головкою і з U – подібними трубами – по вершинах квадратів або (Рисунок 3, б) рівносторонніх трикутників. При розміщенні труб діаметром d_t по вершинах рівносторонніх трикутників

забезпечується більш компактне розміщення труб у трубній решітці, ніж при їх розміщенні по вершинах квадратів при однаковому кроку t . По концентричних колах (Рисунок 3, в) труби розміщують лише у кисневій апаратурі.

Для труб діаметром $17 < d_3 < 60$ мм крок труб визначають по формулі
 $t = 1,2 d_3 + 2$ мм.

3. Вибирають метод кріплення труб в трубній решітці.

Найбільш поширений метод – розвальцюванням кінців труб в отворах трубної решітки (Рисунок 7.4).

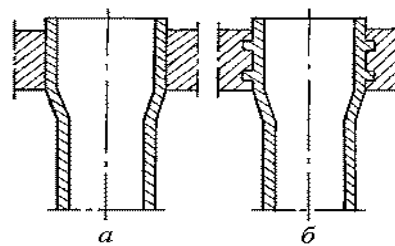


Рисунок 7.4. Способи розвальцювання:

a – розвальцювання в гладкому отворі;

б – розвальцювання в отворі з канавками

Труби розвальцюють звичайно на глибину $1,5 d_3$ або, якщо товщина решітки менше $1,5 d_3$, на повну товщину решітки (Рисунок 7.5).

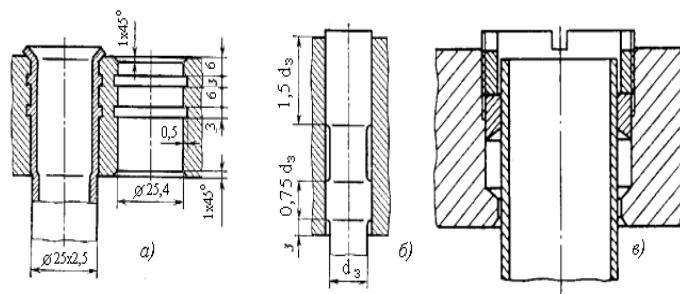


Рисунок 7.5. Варіанти з'єднання розвальцювкою при невеликій (*a*) і значній (*б*) товщині решітки; *в*)- з'єднання за допомогою сальника

За необхідності температурної компенсації використовують з'єднання за допомогою сальника (Рисунок 7.5, в)), що забезпечує незалежне розширення кожної труби. Такий спосіб з'єднання доцільний при невеликому числі труб.

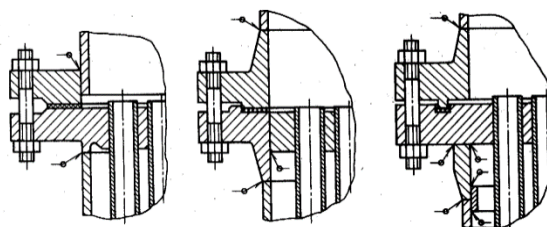
1. Розраховують товщину трубної решітки (при кріпленні труб розвальцовкою) по залежності [10]:

2.

$$\delta \geq \frac{4,35d_3 + 15}{t - d'} + C, \quad (7.68)$$

де d' – діаметр отворів в решітці (для труб 20x2 і 25x2,5 діаметр отворів більше зовнішнього діаметра труб на $\sim 0,3 - 0,4$ мм); C – прибавка на корозію (~ 1 мм).

Розмірності величин в (7.68) в мм. Товщина трубної решітки повинна бути не менше 12 мм.



3. Вибирають варіант кріплення трубної решітки до кожуха апарату.

Рисю 7.6. Варіанти кріплення трубних решіток

Більш повна інформація конструктивного розрахунку кожухотрубних теплообмінників дана у [10].

7.7.7. Пластинчаті теплообмінники

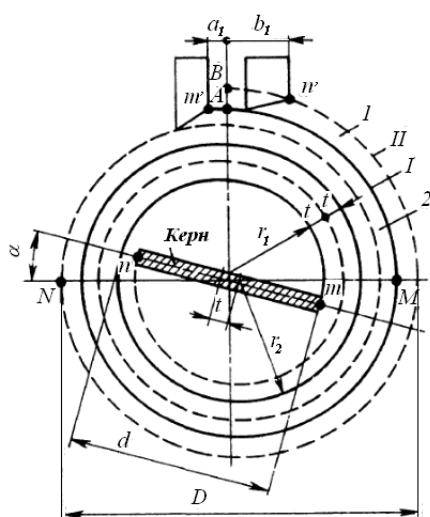
Деякі елементи конструктивного розрахунку (число послідовно з'єднаних пакетів, число каналів в одному пакеті для кожного теплоносія) були розглянуті у розділі теплового розрахунку пластинчатого теплообмінника.

Розраховують діаметри штуцерів і підбирають стандартизовані фланці.

7.7.3. Спіральні теплообмінники [9]

1. Визначають розміри спірального теплообмінника.

Розрахунок геометричних розмірів теплообмінника проводять,



виходячи з розмірів внутрішнього радіусу спіралей (згідно ГОСТ 12067 – 66 радіус дорівнює 150 мм), ширини каналу, тобто відстані між листами, і ширини стрічки, з якої здійснюють навивку.

Поверхня нагріву спірального теплообмінника, отримана тепловим розрахунком, зв'язана з розмірами спіралей співвідношенням

$$F = 2Lb_e, \quad (7.69)$$

де L – ефективна довжина спіралі від точок m і n до точок M і N (Рисунок 7.7);

b_e – ефективна ширина спіралі, яка дорівнює ширині стрічки, яка навивається, за відрахуванням товщини металевих стрічок або прокладок, які розміщені всередині спіралей:

$$b_e \approx b - 20 \text{ мм}, \quad (7.70)$$

Рисунок 7.7. Схема розрахунку де b – ширина штабу.
довжини каналу: 1 – зовнішній канал; 2- внутрішній канал

Ефективну довжину спіралі визначають з врахуванням того, що зовнішній виток спіралі не приймає має участі у передачі теплоти.

Кожний виток будується по двох радіусах:

$$r_1 = d / 2; \quad r_2 = r_1 + t, \quad (7.71)$$

де $t = \delta + \delta_{ст}$ - крок спіралі; δ – ширина каналу (зазор між спіралями); $\delta_{ст}$ – товщина листа.

Довжина першого витка

$$\ell_1 = 2\pi(r_1 + r_2)/2 = \pi(r_1 + r_1 + t) = 2\pi r_1 + 2\pi t \cdot 0,5.$$

Довжина другого витка $\ell_2 = 2\pi r_2 + 2\pi t \cdot 2,5.$

Довжина n – го витка $\ell_n = 2\pi r_n + 2\pi t(2n - 1,5).$

Сумуючи, отримаємо довжину однієї спіралі

$$L = \ell_1 + \ell_2 + \dots + \ell_n = 2\pi r_1 n + \pi t n(2n - 1), \quad (7.72)$$

звідки число витків, необхідне для отримання ефективної довжини, визначаємо за рівнянням:

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi t} + \frac{1}{16} \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1 \right). \quad (7.73)$$

Число витків обох спіралей

$$N = 2n = \sqrt{\frac{2L}{\pi t} + \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{d}{t} - 1 \right), \quad (7.74)$$

де $d = 2r + t$ – внутрішній діаметр спірального теплообмінника.

Зовнішній діаметр спіралі з врахування товщини листа

$$D = d + 2Nt + \delta_{ст}. \quad (7.75)$$

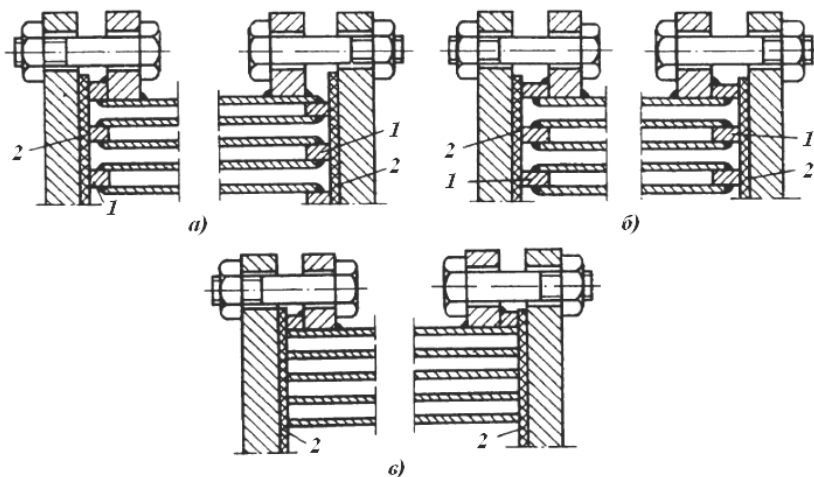
Дійсна довжина листів спіралей між точками m і m' для спіралі I і між точками n і n' для спіралі II (Рисунок 7.7) визначається за співвідношеннями:

$$L_I = L + 0,25\pi + a_1; \quad (7.76)$$

$$L_{II} = L + \frac{3}{4}\pi D - b_1. \quad (7.77)$$

7. Розраховують штуцери для проходу теплоносіїв і підбирають стандартизовані фланці

3. Вибирають конструкцію вузла ущільнення каналів.



Можливі варіанти показані на Рисунок 7. 8.

Рисунок 7.8. Ущільнення торців каналів:

a – тупикових; *б* – глухих; *в* – наскрізних

За способом ущільнення торців канали поділяються на три типи:

1. Тупикові канали, кожний з яких заварюється з протилежного боку за допомогою вставленої стрічки 1 (Рисунок 7.8, *a*). Такий спосіб ущільнення виключає змішування теплоносіїв при прориванні прокладки 7. Після зняття кришок обидва канали легко піддаються очищенню. Цей спосіб ущільнення каналів найбільш поширений.

2. Глухі канали, в яких канал заварюється на торцях з обох боків (Рисунок 7.8, *б*). Недолік такого типу ущільнення полягає у неможливості чистки каналів.

3. Наскрізні канали, відкриті з торців (Рисунок 7.8, *в*). Ущільнення досягається за допомогою листового прокладочного матеріалу. Канали такого типу легко піддаються чистці, але основний їх недолік полягає у можливості перетоку теплоносія з одного каналу у другий.

7.7.4. Теплообмінники типу „труба в трубі”

Деякі елементи конструктивного розрахунку теплообмінника типу „труба в трубі” нерозривно зв’язані з тепловим розрахунком. Так, згідно приведеної методики теплового розрахунку (розділ 7.1.D): задаються числом Re , визначають швидкості потоків, розраховують число ходів тощо. Але можна використати інший алгоритм, показаний нижче.

- Задаються швидкістю руху теплоносія у внутрішній трубі (в межах 0,5 – 3 м/с);

- Розраховують внутрішній діаметр труби по залежності

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{G_2 / (0,785 \rho_2 w_2)}, \quad (7.78)$$

позначення величин, що входять у (7.78) – дивись розділ 7.1.D.

- Приймають по ГОСТ 9930 – 78 теплообмінну трубу з діаметром, найближчим до розрахованого. Теплообмінні труби рекомендується приймати із зовнішнім діаметром 25; 38; 48; 57; 76; 89; 108; 133; 159 мм.

- Уточнюють швидкість руху теплоносія :

$$w_2 = G_2 / (0,785 \rho_2 d^2). \quad (7.79)$$

- Розраховують внутрішній діаметр зовнішньої труби:

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{(S_{\text{мтр}} / 0,785) + d_3^2}, \quad (7.80)$$

де $S_{\text{мтр}} = G_1 / (\rho_1 w_1)$ – площа січення кільцевого простору, м^2 ; w_1 – швидкість руху теплоносія у кільцевому просторі, м/с (задаються).

Приймають по ГОСТ кожухову трубу діаметром, найближчим до розрахованого. Кожухові труби рекомендується приймати із зовнішнім діаметром 57; 76; 89; 108; 133; 159; 219 мм.

- Уточнюють швидкість руху теплоносія у між трубному просторі:

$$w_2 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot 0,785 (D_{\text{вн}}^2 - d_3^2)}. \quad (7.81)$$

Розраховують числа Re для внутрішньої труби і між трубного простору по залежностям (7.60) і (7.62). Бажано, щоби числа Re відповідали турбулентному режиму. Якщо число Re виявиться по розрахунку занадто великим ($Re > 15\,000$), треба збільшити діаметр трубопроводу, або зменшити швидкість і розрахувати кількість потоків теплообмінника по залежності (7.58).

Після розрахунку необхідної поверхні теплообміну визначають:

- Для однопоточного теплообмінника

- загальну довжину труби:

$$L = F/(\pi d_3); \quad (7.82)$$

- приймаючи довжину теплообмінної поверхні такою, що дорівнює довжині кожухової труби, визначають число послідовно з'єднаних елементів теплообмінника:

$$z = L/\ell, \quad (7.83)$$

де ℓ - довжина кожухових труб (приймається 1,5; 3,0; 4,5; 6,0; 9,0; 12 м).

- Для багатопоточного теплообмінника (з кількістю n потоків):

- загальну довжину труби, що приходиться на один потік

$$L = F/(\pi d_3 n); \quad (7.84)$$

- аналогічно (7.82) – число елементів одного потоку.

Ще раз підкреслимо, що приведений конструктивний розрахунок треба узгодити з тепловим розрахунком і вибором стандартизованого теплообмінника.

За рівнянням (7.66) розраховують діаметри штуцерів, далі підбирають стандартизовані фланці, розраховують опори.

В залежності від умов теплообміну, характеристик теплоносіїв, заданої продуктивності, вибирають конструкцію теплообмінника, метод компоновки теплообмінних труб в блок, спосіб кріплення труб тощо.

Теплообмінники виготовляються однопоточними і багато поточними, нерозбірними і розбірними. Багато поточні теплообмінники мають камеру, з якої теплоносій рухається одночасно по декількох трубах.

Враховуючи відсутність достатньої графічної інформації у більшості підручників по процесах та апаратах хімічної технології, що стосується

теплообмінників типу „труба в трубі”, на Рисунок 7.9 – 7. 11 показані деякі їх конструктивні особливості.

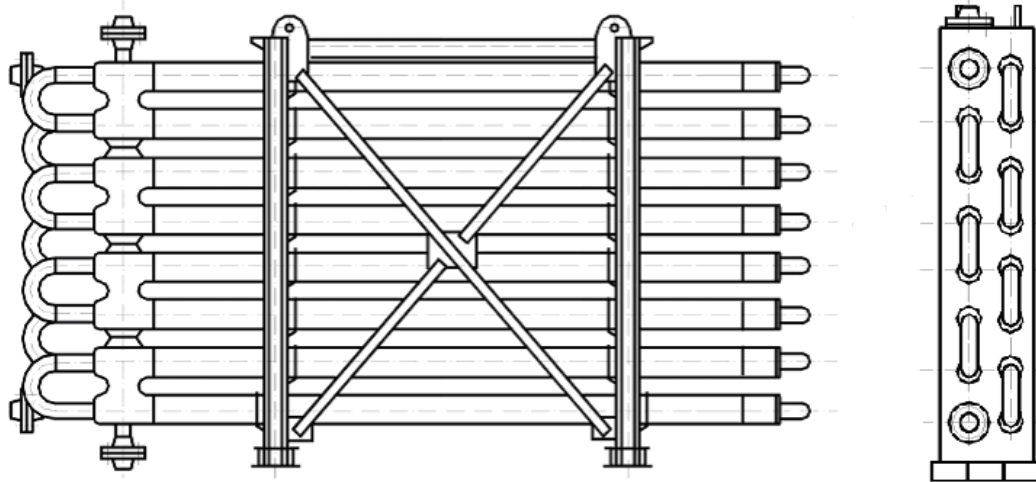


Рисунок 7.9. Компоновка секцій нерозбірного однопоточного теплообмінника в блок

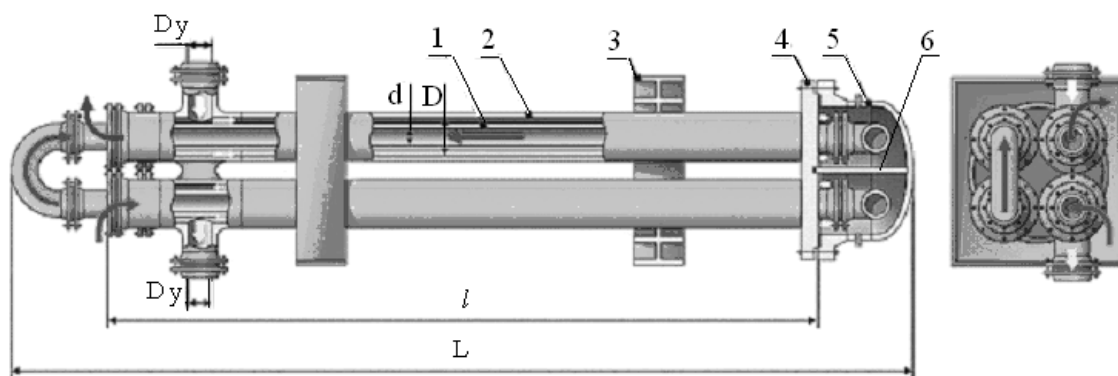


Рисунок 7.10. Будова однопоточного розбірного теплообмінника:

- 1 – теплообмінна труба; 2 – кожухова труба; 3 – опора;
- 4 – решітка кожухових труб; 5 – камера; 6 - перегородка

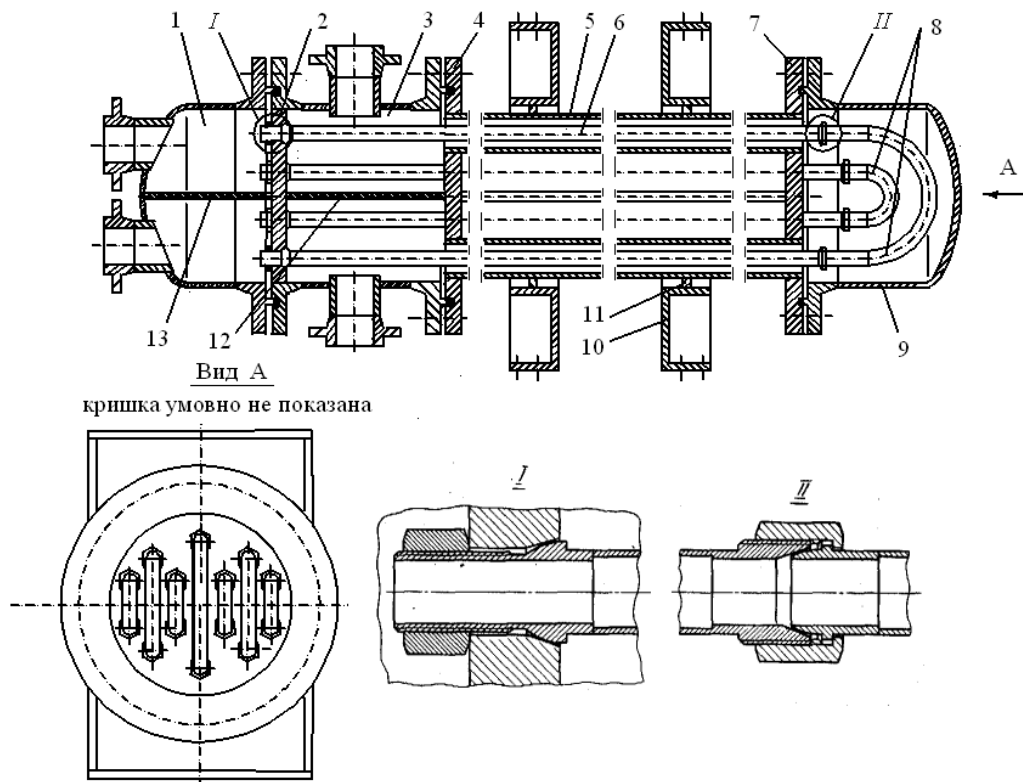


Рисунок 7.11. Розбірний багато поточний теплообмінник

Теплообмінник, показаний на Рисунок 7.11, складається з кожухових труб 5, які розвальцовані в двох трубних решітках: середній 4 і правій 7. Всередині кожухових труб розміщені теплообмінні труби 6. Один кінець теплообмінних труб жорстко зв'язаний з лівою трубною решіткою 2, а другий може переміщуватися. Вільні кінці теплообмінних труб попарно з'єднані колінами 8 і закриті камерою 9. Для розподілу потоку теплоносія по теплообмінних трубах служить розподільча камера 1 з перегородкою 13, а для розподілу теплоносія у між трубному просторі – розподільча камера 3 з перегородкою 17. Пластинами 11 кожухові труби жорстко зв'язані з опорами 10.

Теплообмінник має сім потоків, два ходи по внутрішніх трубах і два по зовнішніх. Вузли з'єднання теплообмінних труб з трубною решіткою (вузол I) і з колінами (вузол II) ущільнені за рахунок прижиму і деформації напівкульових ніпелів у конічних гніздах.

Оскільки можливість температурних подовжень кожухових труб внаслідок жорсткого з'єднання їх з опорами обмежена, перепад температур

входу і виходу середовища, що рухається по кільцевому зазору, не повинен перевищувати 150°C [10].

7.3. Гідралічний розрахунок теплообмінників

Розрахунок здійснюється з метою визначення опорів при русі теплоносіїв через робочі елементи теплообмінників, що необхідно для визначення потужності насосів (або вентиляторів), яка витрачається на транспортування теплоносія через апарат. За результатами розрахунків вибирають по каталогам насос, який забезпечує необхідну продуктивність і напір.

7.3.1. Кожухотрубні теплообмінники

У гідралічному розрахунку кожухотрубного теплообмінника визначають гідралічний опір трубного і між трубного простору.

Втрати тиску на подолання сил тертя і місцевих опорів в трубопроводах визначаються згідно залежності:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_e} \cdot \frac{\rho w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.85)$$

де λ – коефіцієнт тертя;

l – довжина труб, м;

d_e – еквівалентний діаметр, м;

w – швидкість потоку теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м^3 ;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Коефіцієнт тертя при ламінарному режимі руху в трубах

$$\lambda = 64 / \text{Re}, \quad (7.86)$$

при турбулентному режимі

$$\lambda = 0,11 \left(e + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}, \quad (7.87)$$

де e – відносна шорсткість труб; $e = \Delta / d_e$ (Δ – абсолютна шорсткість труби).

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб:

Труби	Таблиця 7.6 Δ , мм
Стальні нові	0,06 – 0,1
Стальні, які були в експлуатації, з незначною корозією	0,1 – 0,2
Стальні старі, забруднені	0,5 – 2
Для насиченої пари	0,2
Для конденсату	1,0

Значення коефіцієнтів місцевих опорів:

Найменування	ζ	Визначальна швидкість
Вхід в камеру і вихід з камери	1,5	В штуцерах $w_{тр.шт}$
	2,5	В трубах $w_{тр}$
Поворот на 180°	1,0	В трубах $w_{тр}$
Вхід в труби і вихід з труб		

врахуванням геометрії розміщення труб в трубних решітках, числа сегментних перегородок у між трубному просторі (x), загальної кількості труб (n), довжини труби L , кількості ходів теплообмінника (z), числа рядів труб, які долає потік

теплоносія у між трубному просторі ($m = \sqrt{n/3}$), швидкості теплоносія в трубах ($w_{тр}$) і штуцерах трубного простору ($w_{тр.шт}$), швидкості теплоносія в між трубному просторі ($w_{мтр}$) і швидкості в штуцерах між трубного простору ($w_{мтр.шт}$), залежності для розрахунку втрат тиску приймають вигляд:

Втрати у трубному просторі

$$\Delta P_{mp} = \lambda \frac{L \cdot z}{d_e} \cdot \frac{w_{mp}^2 \cdot \rho_{mp}}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \cdot \frac{\rho_{mp} \cdot w_{mp}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{mp} \cdot w_{mp.шт}^2}{2} \quad (7.88)$$

Втрати у між трубному просторі з сегментними перегородками:

$$\Delta P = \frac{3m \cdot (x+1)}{Re_{мтр}^{0,2}} \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot w_{мтр}^2}{2} + 1,5x \frac{\rho_{мтр} \cdot w_{мтр}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{мтр} \cdot w_{мтр.шт}^2}{2} \quad (7.89)$$

Швидкість рідини у між трубному просторі

$$W_{мтр} = G_{мтр} / S_{мтр} \cdot \rho_{мтр} \quad (7.90)$$

де $S_{мтр}$ – найменше січення потоку у між трубному просторі, $G_{мт}$ – масова витрата рідини у міжтрубному просторі, кг/с.

Число Рейнольдса у між трубному просторі

$$Re_{мтр} = G_{мтр} \cdot d / (S_{мтр} \cdot \mu_{мтр}), \quad (7.91)$$

де d – зовнішній діаметр труб, м; $\mu_{мтр}$ – в'язкість рідини у між трубному просторі, Па·с.

2.3.2. Пластинчаті теплообмінники

Гідравлічний опір для кожного теплоносія визначають по залежності [6]:

$$\Delta P = x \xi \frac{L}{d_e} \frac{\rho w^2}{2} + 3 \frac{\rho w_{ш}^2}{2}, \quad (7.92)$$

де L – приведена довжина каналів, м (табл. 7.11 додатку 7.1); d_e – еквівалентний діаметр каналів, м;

x – число пакетів (ходів) для даного теплоносія; $w_{ш}$ – швидкість у штуцерах на вході і виході, м/с; $\xi = a_1/Re$ – для ламінарного руху, $\xi = a_2/Re^{0,25}$ – для турбулентного руху.

Коефіцієнти a_1 і a_2 залежать від типу (площі) пластини:

Таблиця 7.7

Площа пластини, м ²	0,2	0,3	0,6	1,3
a_1	425	425	320	400
a_2	19,6	19,3	15,0	17,0

Для визначення швидкості у штуцерах в таблиці 7.11 додатку 7.1 приведені діаметри умовних проходів штуцерів. Якщо швидкість рідини у штуцерах менш ніж 2,5 м/с, їх гідравлічний опір можна не враховувати.

2.3.3. Спіральні теплообмінники

2.3.4.

Гідравлічний опір для кожного теплоносія з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна розрахувати за формулою [9]:

$$\Delta P = 0,011 \frac{L \rho w^2}{Re^{0,25} \delta} \text{ Па}, \quad (7.93)$$

де L – довжина спіралі, м; ρ – густина теплоносія, кг/м³; δ – ширина каналу, м; w – швидкість руху теплоносія в каналі, м/с; $Re = wd_e/\nu$.

7.4. Приклади оформлення розрахунку теплообмінників

7.4.1.1. Розрахунок кожухотрубного підігрівача.

Розрахувати кожухотрубний теплообмінник для нагрівання 10 т/год. толуолу. Початкова температура толуолу – 35°C , кінцева – 110°C . Нагрівання здійснюється грючою водяною парою тиском 0,3 МПа.

1. Тепловий розрахунок

1.1. Температурний режим апарату

Температура конденсації насиченої водяної пари при тиску 0,3 МПа $t_k = 133,5^{\circ}\text{C}$; питома теплота конденсації $r = 2153 \text{ кДж/кг}$ [1].

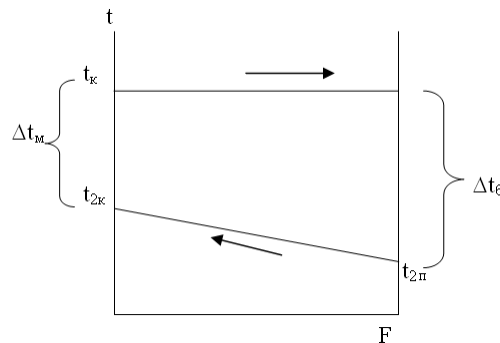


Рисунок 1. Температурна схема

Розраховуємо різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника і середню рушійну силу Δt_c .

$$\Delta t_{\delta} = t_k - t_{2n} = 133,5 - 35 = 98,5^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_k - t_{2k} = 133,5 - 110 = 23,5^{\circ}\text{C};$$

Оскільки $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M > 2$, середню різницю температур визначаємо як середньо логарифмічну по залежності (7.8)

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}) / [\ln (\Delta t_{\delta} / \Delta t_{m})] = = (98,5 - 23,5) / \ln(98,5/23,5) = 52,4^{\circ}\text{C}.$$

Визначальні температури теплоносіїв:

- визначальна температура конденсату дорівнює температурі гріючої пари $t_k = 133,5^{\circ}\text{C}$;
- визначальна температура толуолу

$$t_{2cp} = t_k - \Delta t_{cp} = 133,5 - 52,4 = 81,1^{\circ}\text{C}.$$

При визначальних температурах теплоносіїв, використовуючи метод інтерполяцій. або формули Лагранжа розраховують їх теплофізичні характеристики в залежності від температури [3]:

Толуол: $t_{2cp} = 80,1^{\circ}\text{C}$

- питома теплоємність $c_2 = 1,82 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_2 = 0,123 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_2 = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- питома густина $\rho_2 = 870 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- критерій Прандтля $Pr = 3,9$.

Конденсат: $t_k = 133,5^{\circ}\text{C}$

- теплоємність $c_1 = 1,95 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;
- питома густина $\rho_1 = 932 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_1 = 0,207 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_1 = 0,684 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$

Пара:

- густина $1,65 \text{ м}^3/\text{с}$.

а. Теплове навантаження теплообмінника

По формулі (7.3)

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}) = 2.78 \cdot 1.82 \cdot 10^3 (110 - 35) = 3.79 \cdot 10^5 \text{ Вт} = 379 \text{ кВт.}$$

$$G_2 = 10^4 / 3600 = 2,78 \text{ кг/с}$$

Витрата гріючої пари

$$G_1 = Q/r = 379/2153 = 0,176 \text{ кг/с.}$$

в. Орієнтовний вибір теплообмінника.

Приймаємо наступні умови роботи теплообмінника:

- гріюча пара конденсується у між трубному просторі, а толуол рухається по трубах теплообмінника;

- орієнтовне число Рейнольдса для толуолу $Re_{op} = 15\ 000$, що відповідає розвинутому турбулентному режиму і, відповідно, найкращим умовам теплообміну;

- діаметр труб апарату 20×7 .

По залежності (7.14), з врахуванням (7.13), визначимо орієнтовну площу січення одного ходу по трубах:

$$S_{op} = \frac{G_2 \cdot d_{вн}}{Re_{op} \cdot \mu_2} = \frac{2.78 \cdot 0.016}{15000 \cdot 0.31 \cdot 10^{-3}} = 0,0096 \text{ м}^2.$$

Кількість труб, що приходяться на один хід теплообмінника:

$$n / z = G_2 / (0.785 d_{вн} Re_{op} \mu_2) = 2,78 / (0,785 \cdot 0,021 \cdot 15\ 000 \cdot 0,34 \cdot 10^{-3}) = 43,4.$$

Приймаємо орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі $K = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (Табл. 7.1), тоді орієнтовна поверхня теплообміну:

$$F_{op} = Q / (K_{op} \cdot \Delta t_{cp}) = 379 \cdot 10^3 / (500 \cdot 52,4) = 14,46 \text{ м}^7.$$

По таблиці 7.2 (додаток 7.1) вибираємо двохходовий теплообмінник з параметрами:

діаметр кожуха 325 мм, загальна кількість труб – 90; площа січення одного ходу по трубах – $0,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$; довжина труб від 1,5 до 9 м.

Перевірочний розрахунок

I. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину.

Дійсне значення числа Рейнольда в трубах:

$$Re_2 = G_2 / [0,785 d_{BH} (n/z) \mu_2] = 2,78 / [0,785 \cdot 0,016 \cdot (90/2) \cdot 0,34 \cdot 10^{-3}] = 14466,5.$$

Для турбулентного режиму число Nu_2 визначається по формулі (7.18):

$$Nu_2 = 0,021 \varepsilon_\lambda Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}} \right)^{0,25}.$$

У наведеній залежності ε_λ - поправочний коефіцієнт, який враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби L до її діаметру d . При мінімальній довжині труби 1,5 м відношення $L/d = 1,5/0,016 = 93,75$. Тобто $L/d > 50$ і $\varepsilon_\lambda = 1$.

Прийmemo у першому наближенні $\left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}} \right)^{0,25} = 1$, тоді

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 14466,5^{0,8} \cdot 3,9^{0,43} = 80,3$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{BH} = 80,3 \cdot 0,123 / 0,016 = 617,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

II. Коефіцієнт тепловіддачі від пари до зовнішньої поверхні труб (конденсація пари на вертикальних трубах) визначаємо по залежності (7.38):

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda_1 \sqrt[3]{\rho_1^2 d_{3n} / (\mu_1 G_1)} =$$

$$= 3,78 \cdot 0,684 \sqrt[3]{932^2 \cdot 0,02 \frac{90}{0,207 \cdot 10^{-3} \cdot 0,176}} = 8978,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

III. Тепловий опір стінки:

$$\Sigma \left(\frac{\delta}{\lambda} \right) = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_1 + r_2,$$

де $\delta_{\text{ст}} = 0,002 \text{ м}$ – товщина стінки труби;

$\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – теплопровідність нержавіючої сталі [2];

$r_1 = r_2 = 1/5600 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$ – тепловий опір забруднень стінки [2].

$$\Sigma \frac{\delta}{\lambda} = 0,002/17,5 + 1/5600 + 1/5600 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

IV. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8978,6} + 5 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{617,3}} = 448,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточнюємо коефіцієнт тепловіддачі до толуолу:

- температура внутрішньої поверхні труб:

$$t_{\text{ст}2} = t_{2\text{cp}} + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{\text{cp}} = 81,1 + 448,16 \cdot 52,4/617,3 = 119^0\text{C};$$

- критерій Прандтля для толуолу при температурі 119^0C [1] $Pr_{\text{ст}2} =$

3,4;

- уточнений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{2\text{ут}} = \alpha_2 \cdot (\text{Pr}_2/\text{Pr}_{\text{ст2}})^{0,25} = 617,3 \cdot (3,9/3,4)^{0,25} = 638,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- уточнений коефіцієнт теплопередачі

$$K = 1/(1/8978,6 + 5 \cdot 10^{-4} + 1/638,8) = 459,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура внутрішньої поверхні стінки труб:

$$t_{\text{ст2}} = 81,1 + 459,4 \cdot 52,4/638,8 = 118,7^\circ\text{C}.$$

Отриманні значення близькі до раніш прийнятих, тому подальших уточнень не потрібно.

V. Необхідна поверхня теплообміну:

$$F = Q/K \cdot \Delta t_{\text{cp}} = 379 \cdot 10^3 / (459,4 \cdot 52,4) = 15,74 \text{ м}^7.$$

По таблиці 7.1 (Додаток 7.1) вибираємо двохходовий теплообмінник з довжиною труб 3 м, у якого поверхня теплообміну 17 м⁷.

$$\text{Запас поверхні теплообміну } \Delta = (17 - 15,74) \cdot 100/15,74 = 8\%.$$

Як бачимо, запас поверхні недостатній (повинен бути 15 – 20%). Якщо по таблиці 7.1 вибрати теплообмінник з довжиною труб 4 м, то запас поверхні буде 42%, тобто перевищує рекомендований. Отже, треба повернутись до пункту 1.3 розрахунку і вибрати як попередній інший теплообмінник, наприклад, з тієї самої таблиці 7.1 – теплообмінник з діаметром кожуха 325 мм, кількістю труб 100. Після цього провести знову перевірочний розрахунок згідно пунктів 1.4.1 – 1.4.6.

6 Конструктивний розрахунок

Назначаємо матеріал для обичайки і труб – нержавіюча сталь Х18Н10Т, яка має границю міцності на розрив [4]: $[\sigma] = 230$ МПа.

7.1. Розрахунок товщини обичайки

Розрахунок проводимо по залежності [4]:

$$\delta = \frac{Dp}{2[\sigma]\varphi - p} + C_k,$$

де $D = 0,3$ м – внутрішній діаметр апарату;

$p = 0,3$ МПа – надлишковий тиск в апараті;

$[\sigma] = 230$ МПа – допустиме напруження для сталі Х18Н10Т;

$\varphi = 0,8$ – коефіцієнт ослаблення обичайки із-за зварного шву;

$C_k = 0,001$ м – добавка на корозію.

$$\delta = \frac{0,3 \cdot 0,3}{2 \cdot 230 \cdot 0,8 - 0,3} + 0,001 = 0,0012 \text{ м.}$$

Згідно рекомендаціям [2] теплообмінник виготовляють з труб діаметром 325 x 17. Таким чином, товщина обичайки 12 мм.

7.7. Днища

Найбільше використання в хімічному машинобудуванні отримали еліптичні відбортовані днища по ГОСТ 6533 – 78 [4], товщина стінки днища $\delta_1 = 12$ мм.

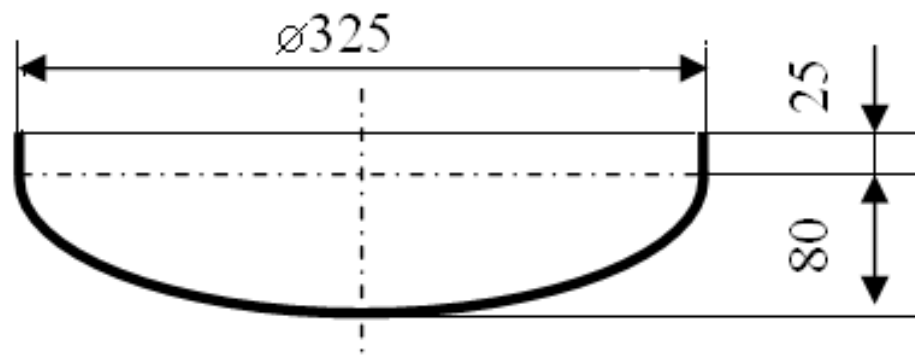


Рисунок 7. Днище теплообмінника

7.3. Розрахунок штуцерів

Діаметр штуцерів розраховується за рівнянням:

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785 w \rho}},$$

де G – масова витрата теплоносія, кг/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

w – швидкість руху теплоносія у штуцері, м/с.

Звичайно швидкість руху рідин у трубах та каналах приймають в межах 0,5 – 3,0 м/с, швидкість парів та газів 15 – 30 м/с.

Приймаємо швидкість толуолу у штуцері 1 м/с; швидкість пари 15 м/с, тоді:

- діаметр штуцерів для входу і виходу толуолу

$$d = [2,78 / (0,785 \cdot 1 \cdot 870)]^{0,5} = 0,0638 \text{ м};$$

приймаємо $d = 65$ мм;

- діаметр штуцера для входу пари

$$d = [0,176 / (0,785 \cdot 15 \cdot 1,65)]^{0,5} = 0,0952 \text{ м};$$

приймаємо $d = 100$ мм;

- діаметр штуцера для виходу конденсату

$$d = [0,176 / (0,785 \cdot 1 \cdot 932)]^{0,5} = 0,0155 \text{ м};$$

приймаємо $d = 25$ мм.

До всіх штуцерів приварюються фланці згідно з ГОСТ 12820 – 80.

Конструкції і розміри фланців приведені на Рисунок 3.

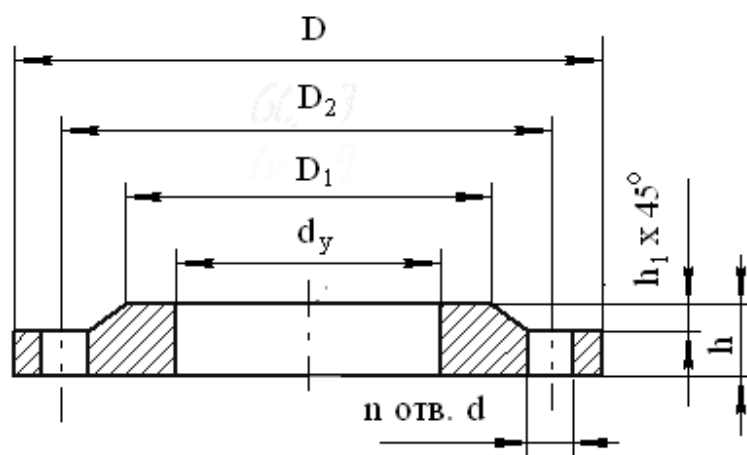


Рисунок 3. Конструкція фланців

d					
y	2	1			
2					
5	00	5	0	2	1
6					
5	60	30	10	4	4
1					
00	05	70	48	4	8

7.4. Опори апарату.

Максимальна маса апарату:

$$G_{\max} = G_a + G_b = 740 + 212 = 952 \text{ кг} = 0,009 \text{ МН},$$

де $G_a = 740$ кг – маса апарату (Табл. 7.5 додатку)

G_b – маса води, що заповнює апарат під час гідравлічного випробовування.

$$G_b = \rho_b \cdot H \cdot \pi d^2 / 4,$$

де $\rho_b = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води;

$H = 3 \text{ м}$ – висота труб;

$d = 0,3 \text{ м}$ – діаметр апарату.

$$G_b = 1000 \cdot 0,785 \cdot 0,30^2 \cdot 3 = 212 \text{ кг}.$$

Приймаємо, що апарат встановлений на двох опорах, тоді навантаження на одну опору:

$$G_{\text{оп}} = 0,009 / 2 = 0,0045 \text{ МН}$$

По [8] вибираємо опору з допустимим навантаженням 0,01МН.

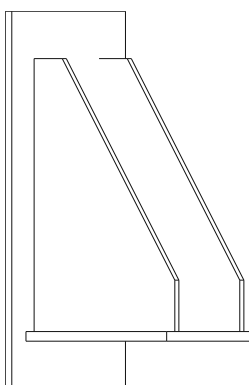


Рисунок 4 Опора апарату.

Гідравлічний розрахунок

Швидкість толуолу в трубах

$$w_{\text{тр}} = G_2 z / (0,785 d_{\text{вн}}^2 \rho_2),$$

де $z = 2$ – число ходів;

$d_{\text{вн}} = 0,016$ м – внутрішній діаметр труб.

$$w_{\text{тр}} = 2,78 \cdot 2 / (0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 90 \cdot 870) = 0,35 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя – визначаємо по залежності (7.49):

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2},$$

де $e = \Delta / d_{\text{вн}} = 0,2 / 16 = 0,0125$ – відносна шорсткість,

$\Delta = 0,2$ мм – абсолютна шорсткість для труб з незначною

корозією.

$$\lambda = 0,25 \{ \lg [(0,0125/3,7) + (6,81/14466,5)^{0,9}] \}^{-2} = 0,045.$$

Швидкість толуолу в штуцерах:

$$w_{\text{шт}} = G_2 / (0,785 d_{\text{шт}}^2 \rho_2) = 2,78 / (0,785 \cdot 0,065^2 \cdot 870) = 0,963 \text{ м/с}$$

Гідравлічний опір трубного простору (по залежності (7.50):

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{Lz}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{w_{\text{тр}}^2 \rho}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \frac{w_{\text{тр}}^2 \rho}{2} + 3 \frac{w_{\text{шт}}^2 \rho}{2}.$$

В трубному просторі наступні місцеві опори: вхід в камеру і вихід з неї; один поворот на 180° , два входи в труби і два виходи з них.

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,045 \cdot 3,0 \cdot 2 \cdot 0,35^2 \cdot 870 / (0,016 \cdot 2) + [2,5(2-1) + 2 \cdot 2] 0,35^2 \cdot 870 / 2 + 3 \cdot 0,963^2 \cdot 870 / 2 = 2456 \text{ Па}$$

Підбір насоса для подачі толуолу.

Об'ємна витрата толуолу й напір, який повинен розвивати насос:

$$Q_2 = G_2/\rho_2 = 2,78/870 = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$H = \Delta P_{\text{тр}}/\rho g + h = 2456/870 \cdot 9,8 + 3 = 3,29 \text{ м}.$$

По об'ємній витраті і напору вибираємо відцентровий насос X20/18, який забезпечує $Q = 0,0055 \text{ м}^3/\text{с}$ і $H = 10,5 \text{ м}$ [2].

7.4.7. Розрахунок теплообмінника „труба в трубі”.

Розрахувати теплообмінник типу „труба в трубі” для нагрівання 5 т/год. толуолу. Початкова температура толуолу – 35°C , кінцева – 110°C . Нагрівання здійснюється насиченою водяною парою тиском 0,3 МПа.

1. Тепловий розрахунок

1.1. Температурний режим апарату

Температура конденсації насиченої водяної пари при тиску 0,3 МПа $t_k = 133,5^\circ\text{C}$; питома теплота конденсації $r = 2153 \text{ кДж/кг}$ [1].

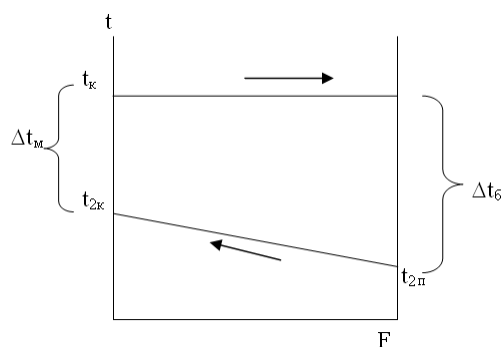


Рисунок 1. Температурна схема

Розраховуємо різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника і середню рушійну силу Δt_c .

$$\Delta t_c = t_k - t_{2п} = 133,5 - 35 = 98,5^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_k - t_{2k} = 133,5 - 110 = 23,5^{\circ}\text{C};$$

Оскільки $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M > 2$, середню різницю температур визначаємо як середньо логарифмічну по залежності (7.8)

$$\begin{aligned}\Delta t_{cp} &= (\Delta t_{\delta} - \Delta t_M) / [\ln (\Delta t_{\delta} / \Delta t_M)] = \\ &= (98,5 - 23,5) / \ln(98,5/23,5) = 52,4^{\circ}\text{C}.\end{aligned}$$

Середні температури теплоносіїв:

температура конденсату дорівнює температурі гріючої пари $t_k = 133,5^{\circ}\text{C}$;

- середня температура толуолу

$$t_{2cp} = t_k - \Delta t_{cp} = 133,5 - 52,4 = 81,1^{\circ}\text{C}.$$

При середніх температурах теплоносіїв їх теплофізичні характеристики [1]:

Толуол:

- питома теплоємність $c_2 = 1,82 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_2 = 0,123$ Вт/(м·К);
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_2 = 0,31 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
- питома густина $\rho_2 = 870$ кг/м³;
- критерій Прандтля $Pr = 4,6$.

Конденсат:

- теплоємність $c_1 = 1,95 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);
- питома густина $\rho_1 = 932$ кг/м³;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_1 = 0,207 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_1 = 0,684$ Вт/(м·К)

Пара:

- густина $1,65$ кг/м³.

1.7. Теплове навантаження теплообмінника

По формулі (7.3):

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}) = 1,389 \cdot 1,82 \cdot 10^3 (110 - 35) = 1,89 \cdot 10^5 \text{ Вт} = 189$$

кВт.

$$G_2 = 5 \cdot 10^3 / 3600 = 1,389 \text{ кг/с.}$$

Витрата гріючої пари:

$$G_1 = Q / r = 189 / 2153 = 0,088 \text{ кг/с.}$$

1.3. Розрахунок необхідної поверхні теплообміну

1.3.1. Розрахунок конструктивних розмірів апарату

Приймаємо, що теплообмінник виготовлений з теплообмінних труб

108 x 4 (внутрішня труба) і 159 x 4,5 (кожухова труба) (таблиця 7.9 додатку 7.1). Матеріал труб сталь Х18Н9Т. Коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 17,5$ Вт/(м·К).

Для забезпечення турбулентного режиму в теплообмінних трубах приймаємо число Рейнольдса $Re_2 = 15 \cdot 10^3$. Тоді швидкість руху толуолу в трубах повинна бути:

$$w_2 = Re_2 \mu_2 / (d_{вн} \rho_2) = 15 \cdot 10^3 \cdot 1,31 \cdot 10^{-3} / (0,1 \cdot 870) = 0,226 \text{ м/с.}$$

Число паралельно працюючих труб (число потоків) 108 x 4:

$$n = G_2 / (0,785 d_{вн}^2 w_2 \rho_2) = 1,389 / (0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 0,226 \cdot 870) = 0,899.$$

Приймаємо $n = 1$, тобто теплообмінник однопоточний.

Фактична швидкість толуолу:

$$w_2 = G_2 / 0,785 d_{\text{вн}}^2 \rho_2 = 1,389 / (0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 1 \cdot 870) = 0,2 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса для толуолу:

$$Re_2 = w_2 d_2 \rho_2 / \mu_2 = 0,2 \cdot 0,1 \cdot 870 / (1,31 \cdot 10^{-3}) = 13282,$$

режим руху – турбулентний.

1.3.7. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі й коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до толуолу:

- критерій Нусельта розраховуємо по залежності (7.18):

$$Nu = 0,021 \varepsilon_\ell Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25},$$

поправочний коефіцієнт ε_ℓ , який враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби L до її діаметру d приймаємо рівним одиниці, тому що для теплообмінників з діаметром теплообмінних труб 108×4 мінімальна довжина труб 6 м (таблиця 7.9 додатку 7.1) і відношення $L/d > 50$.

Прийmemo у першому наближенні $(Pr_2 / Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 1$,

тоді

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 13282^{0,8} \cdot 4,6^{0,43} = 80,5;$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{\text{вн}} = 80,5 \cdot 0,123 / 0,1 = 99,02 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на поверхні горизонтальної труби розраховуємо по залежності (7.64):

$$\alpha_1 = 0,72 \sqrt[4]{\frac{\lambda_1 \rho_1^2 r_g}{\mu_1 \cdot \Delta t \cdot d_3}},$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності плівки конденсату, Вт/(м·К); r – питома теплота конденсації при температурі конденсації, Дж/кг; ρ_1 – густина конденсату, кг/м³; d_3 – зовнішній діаметр труби, м; μ_1 – в'язкість конденсату, Па·с; $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст.1}}$.

Прийmemo в першому наближенні температуру стінки як середньоарифметичну між температурою конденсації пари і середньою температурою толуолу

$$t_{\text{ст.1}} = (t_{1\text{к}} + t_{2\text{сп}})/2 = (133,5 + 81,1)/2 = 107,3^{\circ}\text{C}.$$

Тоді $\Delta t = 133,3 - 107,3 = 26^{\circ}\text{C}.$

$$\alpha_1 = 0,72 \sqrt[4]{\frac{0,684^3 \cdot 932^2 \cdot 2153 \cdot 9,8}{0,207 \cdot 10^{-3} \cdot 26 \cdot 0,108}} = 1278,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Приймаємо теплову провідність забруднень збоку конденсату 5800 Вт/(м²·К) й таку саму теплову провідність зі сторони толуолу (таблиця 7.2 посібника).

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі по формулі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1278,5} + \frac{1}{5800} + \frac{0,0045}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{99,02}} = 87,11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Перевіримо температуру $t_{\text{ст.1}}$ за рівнянням:

$$t_{\text{ст.1}} = t_{\text{к}} - K \cdot \Delta t_{\text{сп}}/\alpha_1 = 133,5 - 87,11 \cdot 52,4/1278,5 = 129,9^{\circ}\text{C}.$$

Висновок: прийнята раніше температура $t_{\text{ст.1}}$ (107,3⁰С) значно відрізняється від розрахованої (129,9).

Друге наближення – приймаємо температуру $t_{ст.1} = 129,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тоді $\Delta t = 133,5 - 129,9 = 3,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Перерахуємо α_1 і K :

$$\alpha_1 = 0,72 \sqrt[4]{\frac{0,684^3 \cdot 932^2 \cdot 2153 \cdot 9,8}{0,207 \cdot 10^{-3} \cdot 3,6 \cdot 0,108}} = 2103,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2103,6} + \frac{1}{5800} + \frac{0,0045}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{99,02}} = 89,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Перевіримо температуру стінки:

$$t_{ст.1} = 133,5 - 89,44 \cdot 52,4 / 2103,6 = 131,27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розрахована і прийнята температури стінки відрізняються незначно, тому третього наближення не робимо.

1.3.3. Розрахунок необхідної поверхні теплообміну і вибір стандартизованого теплообмінника.

З основного рівняння теплопередачі

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 189 \cdot 10^3 / (89,44 \cdot 52,4) = 40,3 \text{ м}^7.$$

Вибираємо за таблицею 7.9 додатку 7.1 нерозбірний теплообмінник з наступними параметрами:

- діаметр теплообмінних труб..... ..108 x 4 мм;
- число паралельних потоків..... ..1;
- діаметр кожухових труб.....159 x 4,5;
- довжина кожухових труб.....12 м;
- кількість послідовно з'єднаних секцій..... 10;
- загальна поверхня теплообміну..... 40,6 м⁷.

2. Гідравлічний розрахунок і підбір насосу

7.1. Розраховуємо коефіцієнт тертя толуолу в трубах.

При турбулентному режимі

$$\lambda = 0,11 \left(e + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25},$$

Число Рейнольдса $\text{Re}_2 = 1328,7$.

Відносна шорсткість труб:

$$e = \Delta / d_{\text{вн}} = 0,0002 / 0,1 = 0,002,$$

де $\Delta = 0,0002$ м – шорсткість труб (табл. 7.6 посібника).

$$\lambda_2 = 0,11 \left(0,002 + \frac{68}{1328,2} \right)^{0,25} = 0,053.$$

7.7. Сума місцевих опорів [2]:

$$\sum \xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 = 0,5 + 1,0 + 9 \cdot 0,294 = 4,146.$$

де $\xi_1 = 0,5$ – вхід в трубу; $\xi_2 = 1,0$ – вихід з труби; $\xi_3 = A \cdot B = 1,4 \cdot 0,21 = 0,294$ – коліно.

Гідравлічний опір трубного простору:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= \left(\lambda_2 \frac{L_n}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi \right) \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = \\ &= \left(0,053 \frac{12 \cdot 10}{0,1} + 4,146 \right) \frac{870 \cdot 0,2^2}{2} = 1178,8 \text{ Па.} \end{aligned}$$

7.3. Підбір насосу

Потрібний напір насосу

$$H = \Delta P / (\rho_2 g) = 1178,8 / (870 \cdot 9,8) = 0,138 \text{ м.}$$

Об'ємні витрати $G_v = G / \rho_2 = 1,389 / 870 = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с}$.

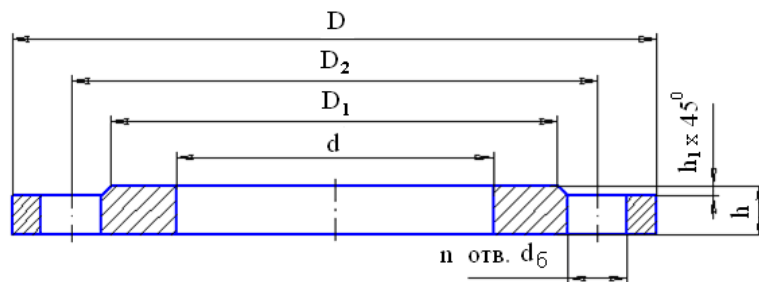
Підбираємо насос X8/18 [2], який забезпечує продуктивність $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ й напір 11,3 м.

3. Конструктивний розрахунок

3.1. З'єднання елементів

З'єднання між собою елементів здійснюється за допомогою калачів середнім радіусом 100 мм.

3.7. Внутрішні труби мають приварні фланці згідно ГОСТ 12820 – 80,



конструкція і розміри яких приведені нижче.

d	D	D ₂	D ₁	h	n	d ₆
108	205	170	148	11	4	16

3.3. Розрахунок штуцерів для кожухових труб

Діаметр штуцерів розраховується за рівнянням:

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785 w \rho}},$$

де G – масова витрата теплоносія, кг/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

w – швидкість руху теплоносія у штуцері, м/с.

Звичайно швидкість руху рідин у трубах та каналах приймають в межах 0,5 – 3,0 м/с, швидкість парів та газів 15 – 30 м/с. Приймаємо швидкість конденсату у штуцері 1 м/с; швидкість пари 15 м/с, тоді:

- діаметр штуцера для входу пари:

$$d = [0,088 / (0,785 \cdot 15 \cdot 1,65)]^{0,5} = 0,067 \text{ м};$$

приймаємо d = 70 мм;

- діаметр штуцера для виходу конденсату

$$d = [1,389 / (0,785 \cdot 1 \cdot 870)]^{0,5} = 0,045 \text{ м};$$

приймаємо $d = 50$ мм.

Аналогічно п. 3.2 з [8] підбираються фланці для штуцерів кожухових труб.

7.4.3. Розрахунок пластинчастого підігрівача

Розрахувати і підібрати стандартний пластинчатий теплообмінник для підігріву 10 % розчину NaOH від 60 до 100⁰С. Витрата розчину NaOH – 10 000 кг/год. Для підігріву використати насичену водяну пару тиском 0,3 МПа.

Середня температура розчину NaOH $t_2 = 0,5/(60 + 100) = 80^0$ С. При цій температурі розчин NaOH має наступні фізико – хімічні характеристики [5]: $\rho_2 = 1077$ кг/м³; $c_2 = 3860$ Дж/(кг·К); $\mu_2 = 0,6 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $\lambda_2 = 0,7$ Вт/(м·К).

Температура конденсації водяної пари при тиску 0,3 МПа $t_1 = 132,9$ ⁰С. Характеристики конденсату при температурі конденсації: $\rho_1 = 933$ кг/м³; $c_1 = 4400$ Дж/(кг·К); $\mu_1 = 0,147 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $\lambda_1 = 0,686$ Вт/(м·К); $r = 2171$ кДж/кг.

1. Тепловий розрахунок

1.1.Теплове навантаження підігрівача - визначаємо по залежності (7.3):

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}) = \frac{10000}{3600} 3860 (100 - 60) = 428 889 \text{ Вт.}$$

1.7.. Витрата пари - визначаємо з рівняння (7.7):

$$G_1 = Q/r = 428 889/2171 000 = 0,198 \text{ кг/с.}$$

1.3. Визначення середнього температурного напору:

Температурна схема:

$$\begin{array}{r} 132,9 - 132,9 \\ 60 - 100 \end{array} \quad \begin{array}{r} \text{---} \\ \text{---} \end{array}$$

$\Delta t_{\text{г}} = 72,9 \quad \Delta t_{\text{м}} = 32,9$

Враховуючи, що $\Delta t_{\text{г}} / \Delta t_{\text{м}} = 72,9 / 32,9 = 2,2 > 2$, визначаємо середню різницю температур як середньо логарифмічну по залежності (7.8):

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}) / [\ln (\Delta t_{\text{г}} / \Delta t_{\text{м}})] = \frac{72,9 - 32,9}{\ln(72,9 / 32,9)} = 50,3^{\circ}\text{C}$$

1.4. Розрахунок орієнтовної поверхні теплообміну і попередній вибір стандартизованого теплообмінника.

Згідно табл. 7.1 приймаємо орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі $K_{\text{оп}} = 1000 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$, Тоді орієнтовне значення необхідної площі поверхні теплопередачі по залежності (7.12):

$$F_{\text{оп}} = Q / (K_{\text{оп}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 428\,889 / (1000 \cdot 50,3) = 8,52 \text{ м}^2$$

У відповідності з ГОСТ 15518 – 83 приймаємо пластинчатий теплообмінник розбірний з поверхнею теплообміну 10 м^2 .

Характеристика теплообмінника (Таблиці 7.10 і 7.11 додатку 7.1):

Типорозмір пластини, м^2	0,3
Розміри пластини, м:	
довжина	1,37
ширина	0,3

товщина	0,001
Число пластин, шт.	36
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008
Площа січення каналу, м ²	0,0011
Приведена довжина каналу, м	1,12
Діаметр штуцерів під'єднання, м	0,065

1.5. Перевірочний розрахунок

Швидкість розчину NaOH й число Re_2 у 18 каналах:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2(N/2)S} = \frac{10000/3600}{1077(36/2)0,0011} = 0,13 \text{ м/с}$$

$$Re_2 = w_2 d_e \rho_2 / \mu_2 = 0,13 \cdot 0,008 \cdot 1077 / 0,6 \cdot 10^{-3} = 1867.$$

Критерій Прандтля $Pr_2 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 3,31 \cdot 10^3 / 0,13 = 3,31$, Коефіцієнт тепловіддачі розрахуємо з рівняння (7.34), приймаючи $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 1$:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_e} C Re^n Pr^{0,45} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}$$

$$\alpha_2 = \frac{0,7}{0,008} 0,1 \cdot 1867^{0,73} 3,31^{0,45} = 3576,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари по залежності (7.36) приймемо, що $\Delta t > 10$ град. Тоді в каналах з приведеною довжиною $L_{пр} = 1,12$ м отримаємо:

$$Re_1 = G_1 L_{пр} / (\mu_1 F) = 0,198 \cdot 1,12 / (0,147 \cdot 10^{-3} \cdot 10) = 150,85;$$

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = 3860 \cdot 0,147 \cdot 10^{-3} / 0,686 = 0,827;$$

$$Nu_1 = B Re_1^{0.7} Pr_1^{0.4} = 322 \cdot 150,85^{0.7} \cdot 0,827^{0.4} = 9996,3;$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / L_{np} = 9996 \cdot 0,686 / 1,12 = 6122,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Термічний опір забруднень (табл. 7.2): зі сторони пари $r_{31} = 1 / 5800$ $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; з боку розчину $r_{32} = 1/2500$ $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$,

Прийmemo, що пластини виконані з нержавіючої сталі X18H10T; коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda = 15,9$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Сума термічних опорів стінки пластини і забруднень:

$$\sum r = 1 \cdot 10^{-3} / 15,9 + 1/5800 + 1/2500 = 0,635 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{1/6122,7 + 0,635 \cdot 10^{-3} + 1/3576,5} = 927,64 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Перевіримо коректність прийнятого припущення відносно Δt по формулі:

$$\Delta t = \Delta t_{cp} K / \alpha_2 = 50,3 \cdot 927,64 / 3576,5 = 13,046 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Бачимо, що $\Delta t > 10^\circ\text{C}$, тобто використання залежності (7.36) правомірне.

Необхідна площа поверхні теплопередачі:

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 428889 / (927,64 \cdot 50,3) = 9,2 \text{ м}^2.$$

Обраний стандартизований теплообмінник підходить із запасом $\Delta = (10 - 9,2)100/9,2 = 8,7 \%$. Запас поверхні теплообміну повинен бути 15 – 20%. Таким чином, треба підібрати інший стандартизований теплообмінник, наприклад

(табл. 7.10 додатку 7.1) з поверхнею теплообміну $12,5 \text{ м}^2$ і числом пластин 44, і провести знов перевірочний розрахунок.

Але можна використати інший варіант.

Звернемо увагу на опори тепловіддачі: від пари при її конденсації – $1/6122,7$; від стінки до розчину – $1/3576,5$. Тобто термічний опір тепловіддачі до розчину майже вдвічі більше. Якщо його зменшити, необхідна площа поверхні теплообміну також зменшиться. Як повпливати на коефіцієнт тепловіддачі α_2 , а саме - збільшити його?

Перевірочний розрахунок обраного пластинчатого теплообмінника був проведений для схеми компоновки пластин Сх.: 18/18. Це означає, що гріюча пара подається в один пакет з кількістю каналів 18, і в один пакет з такою самою кількістю каналів подається розчин. Пакет по суті аналогічний одному ходу по трубах у багатогодових кожухотрубних теплообмінниках. Якщо прийняти схему компоновки пластин, наприклад, Сх.: 18/(9 + 9), тобто розчин буде рухатися по двох ходах, швидкість розчину зросте, що призведе до збільшення коефіцієнта тепловіддачі α_2 , відповідно до збільшення коефіцієнта тепловіддачі і зменшення необхідної поверхні теплообміну. Слід відмітити, що із збільшенням ходів (пакетів) зростає також і гідравлічний опір, тому остаточний вибір теплообмінника потребує техніко-економічного розрахунку.

Прийmemo умовно, що обраний теплообмінник задовольняє промисловим вимогам (з точки зору запасу поверхні теплообміну).

3. Конструктивний розрахунок

Розраховуються штуцери, фланці, опори тощо.

4. Гідравлічний розрахунок (розрахунок опору при русі розчину)

Гідравлічний опір пластинчатого підігрівача визначимо по залежності (7.54):

$$\Delta P = \xi \frac{L}{d_e} \frac{\rho w^2}{2} + 3 \frac{\rho w_{ш}^2}{2}$$

де $L = 1,12$ м – приведена довжина каналів; $d_e = 0,008$ м – еквівалентний діаметр каналів; $x = 1$ – число пакетів (ходів) для даного теплоносія; $w_{ш}$ – швидкість у штуцерах на вході і виході, м/с; $\xi = a_2/Re^{0,25}$ – для турбулентного руху теплоносія.

Швидкість розчину в штуцерах

$$w_{ш} = \frac{4G_2}{\pi d_{ш}^2 \rho_2} = \frac{4 \cdot 10000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,065^2 \cdot 1077} = 0,777 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

тому їх гідравлічний опір можна не враховувати.

Коефіцієнт тертя

$$\xi = a_2 \sqrt[4]{Re_2} = 19,3 \sqrt[4]{1867} = 126,8.$$

Для однопакетної компоновки пластин $x = 1$.

Гідравлічний опір:

$$\Delta P = 126,8 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{1077 \cdot 0,13^2}{2} = 161\,554 \text{ Па}.$$

Підбір насосу – дивись приклад розрахунку теплообмінника типу «труба в трубі».

7.4.4. Розрахунок спірального теплообмінника.

Розрахувати спіральний теплообмінник для охолодження 20 % розчину NaOH.

Вихідні дані: витрата розчину NaOH = 30 000 кг/год.; початкова температура розчину $t_1 = 80^\circ\text{C}$, кінцева $t_2 = 40^\circ\text{C}$; температура охолоджуючої води на вході $t_3 = 20^\circ\text{C}$, на виході $t_4 = 40^\circ\text{C}$; рух теплоносіїв – проти течії.

З [3, 11] знаходимо теплофізичні параметри теплоносіїв при середній температурі потоків (при температурі розчину NaOH 60°C , охолоджуючої води 30°C)

Розчин	NaOH	Вода
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	0,536	0,618
Густина ρ , кг/м ³	1196	997
Коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м ² /с	$1,563 \cdot 10^{-6}$	$0,805 \cdot 10^{-6}$
Теплоємність C , кДж/(кг·К)	3,963	4,174
Критерій Прандтля	10,7	5,41

I. Тепловий розрахунок

1. Теплове навантаження апарату

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_2) = 30\,000 \cdot 3,963 (80 - 40) = 4\,755\,600 \text{ кДж/год.}$$

7. Витрата охолоджуючої води

$$G_2 = \frac{Q}{c_1 (t_4 - t_3)} = \frac{4\,755\,600}{4,174 (40 - 20)} = 57\,206,5 \text{ кг/год.}$$

2. Середня різниця температур

$$\Delta t_6 = t_1 - t_4 = 80 - 40 = 40^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = t_2 - t_3 = 40 - 20 = 20^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{40 - 20}{\ln \frac{40}{20}} = 28,85^\circ\text{C}.$$

3. Еквівалентний діаметр каналу теплообмінника.

Прийmemo ширину каналу $\delta = 0,012$ м, тоді еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4b\delta}{2b\delta} = 2\delta = 2 \cdot 0,012 = 0,024 \text{ м.}$$

4. Визначення числа Re для розчину

Задаємо швидкістю руху розчину $w_1 = 0,6$ м/с (швидкість руху рідини в каналах спірального теплообмінника приймають в межах $0,3 - 1,0$ м/с [16]) і визначаємо площу перерізу каналу теплообмінника

$$f = \frac{G_1}{3600 \cdot \rho_1 \cdot w_1} = \frac{30000}{3600 \cdot 1196 \cdot 0,6} = 0,011613 \text{ м}^2,$$

звідки ефективна ширина стрічки (ефективна висота теплообмінника)

$$b_e = f / \delta = 0,011613 / 0,012 = 0,968 \text{ м.}$$

Приймаємо ширину стрічки 1 м, тоді площа перерізу каналу

$$f = 1 \cdot 0,012 = 0,012 \text{ м}^2.$$

Дійсна швидкість руху розчину NaOH в каналі

$$w_1 = \frac{30000}{3600 \cdot 1196 \cdot 0,012} = 0,58 \text{ м/с.}$$

Визначаємо число Re_1 :

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e}{\nu_1} = \frac{0,58 \cdot 0,024}{1,563 \cdot 10^{-6}} = 8906.$$

5. Визначаємо швидкість і число Re для води

$$w_2 = \frac{G_2}{3600 \cdot \rho_2 \cdot f} = \frac{57206,5}{3600 \cdot 997 \cdot 0,012} = 1,33 \text{ м/с}$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e}{\nu_2} = \frac{1,33 \cdot 0,024}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 39598.$$

5. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

Прийmemo діаметр спіралі 1 м і перевіримо критичне значення числа Re по залежності (7.34):

$$Re_{кр} = 20\,000 (d_e / D_c)^{0,32} = 20\,000 (0,024/1)^{0,32} = 6063$$

По залежності (7.31) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від розчину NaOH до стінки

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,023 Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D_c} \right) = \\ &= 0,023 \cdot 8906^{0,8} \cdot 11^{0,33} [1 + 3,54(0,024/1)] = 78,8, \end{aligned}$$

звідки
$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_e} = \frac{78,8 \cdot 0,536}{0,024} = 1760 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Аналогічно визначаємо коефіцієнт тепловіддачі для води:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D_c} \right) = 0,023 \cdot 39598,5^{0,8} \cdot 6,81^{0,33} (1 + 3,54 \cdot 0,024) = 207,606$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_e = 207,606 \cdot 0,618 / 0,024 = 5345,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

6. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі і необхідної поверхні теплообміну.

Задаємо товщиною стінки $\delta_{ст} = 0,0039$ м і матеріалом стінки X18H10T, для якої коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ст} = 16$ Вт/(м·К). Термічний опір забруднень (Таблиця 7.2): зі сторони розчину $r_{з1} = 1/2500$ м²·К/Вт; зі сторони води $r_{з2} = 1/2900$ м²·К/Вт,

Сума термічних опорів стінки і забруднень:

$$\sum r = \delta_{ст} / \lambda_{ст} + r_{31} + r_{32} = 0,0039/16 + 1/2500 + 1/2900 = 0,001 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1760} + 0,001 + \frac{1}{5345,8}} = 569,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Необхідна поверхня теплообміну спірального теплообмінника:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_c} = \frac{4775600 \cdot 1000}{3600 \cdot 569,8 \cdot 28,85} = 80,697 \text{ м}^2.$$

Згідно ГОСТ 12067 – 80 з таблиці 7.12 (додаток 7.1) вибираємо спіральний теплообмінник з наступною характеристикою:

- площа поверхні теплообміну, м ²	100
- ширина листа, м	1,0
- довжина каналу, м	50
- площа перерізу каналу 10 ⁴ м ²	120
- товщина листа, м	0,0039
- діаметр штуцерів для рідких теплоносіїв, мм	150
- маса теплообмінника, кг	5960

II. Конструктивний розрахунок

1. Довжина листів спіралі

$$L = \frac{F}{2b} = \frac{100}{2 \cdot 1} = 50 \text{ м.}$$

7. Число витків спіралі, необхідне для отримання ефективної довжини, визначаємо за рівнянням

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi t} + \frac{1}{16} \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1 \right) =$$

$$= \sqrt{\frac{50}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.0159} + \frac{1}{16} \left(\frac{0.0459}{0.0159} \right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{0.0459}{0.0159} - 1 \right) = 21,9,$$

де $t = \delta + \delta_{ст} = 0,012 + 0,039 = 0,0159$ м;

$d = 2r + t = 2 \cdot 0,015 + 0,0159 = 0,0459$ м, (r приймаємо 0,15 м).

Число витків обох спіралей

$$N = 2n = 21,9 \cdot 2 = 43,8.$$

4. Зовнішній діаметр спіралі теплообмінника (діаметр апарату) з врахуванням товщини листа згідно залежності:

$$D = d + 2Nt + \delta_{ст} = 0,0459 + 2 \cdot 43,8 \cdot 0,0159 + 0,0039 = 1,44 \text{ м.}$$

Знаючи зовнішній діаметр спіралі, визначимо по залежності (7.50) критичне значення числа Re

$$Re_{кр} = 20000 (0,024/1,44)^{0,32} = 5396.$$

Таким чином, для розчину NaOH $Re = 8906 > 5396$; для води $Re = 39598 > Re_{кр}$. Тобто, вибрана залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі, коректна.

5. Розрахунок штуцерів

В даному випадку розраховувати штуцери непотрібно, тому що вибраний стандартизований теплообмінник має штуцери з умовним проходом $d_y = 150$ мм.

По ГОСТ 1255 – 67 [8] підбираємо плоскі приварні фланці, розміри яких приведені нижче

d_y	D	D_1	D_2	h	n	d
150	260	202	225	13	8	16

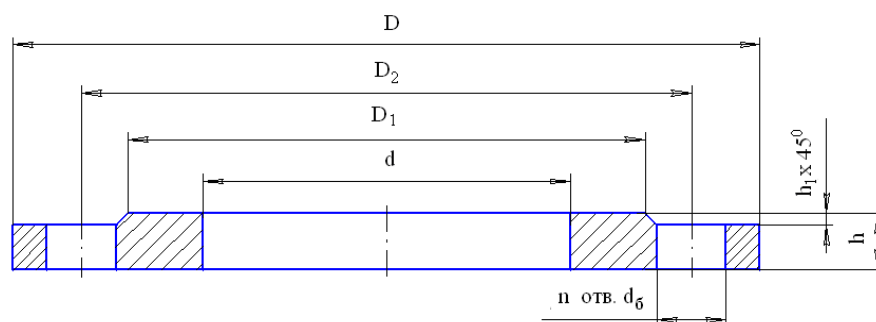


Рисунок 1. Конструкція плоского приварного фланця

5. Ущільнення каналів.

Кожний канал з однієї сторони заварюють, а з протилежної ущільнюють плоскою прокладкою. Такий спосіб запобігає змішуванню теплоносіїв у випадку нещільності прокладки. Крім того, такий тип ущільнення дозволяє легко очищувати канали в разі їх забруднення.

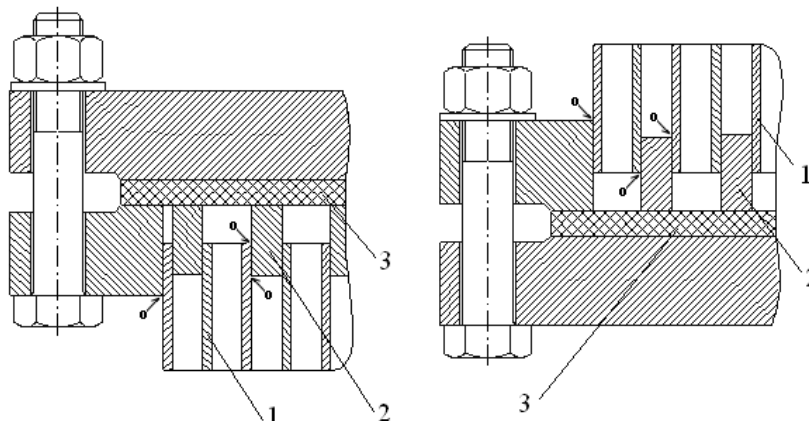


Рисунок 7. Ущільнення каналів: 1 – спіраль; 2 – стрічка; 3 - прокладка

III. Гідравлічний розрахунок.

Втрати напору при проходженні теплоносіїв по каналах теплообмінника визначаємо по залежності (7.93).

Для 20% розчину NaOH:

$$\Delta P = 0,0113 \frac{L \rho w^2}{Re^{0.25} \delta} = \frac{50 \cdot 1196 \cdot 0.58^2}{8906^{0.25} \cdot 0.012} = 172527,6 \text{ кгс/м}^2 = 1690770 \text{ Па}$$

Для води

$$\Delta P = 0,0113 \frac{50 \cdot 997 \cdot 1.33^2}{39598^{0.25} \cdot 0.012} = 5886,2 \text{ кгс/м}^2 = 57684,7 \text{ Па.}$$

Підбір насосу – див. приклад розрахунку теплообмінника «труба в трубі».

Додаток 7. Параметри теплообмінників

Таблиця 7.1. Параметри кожухотрубних теплообмінників і конденсаторів з плаваючою головкою (ГОСТ 14246-79 і ГОСТ 14247-79)

D кожух а, мм	d труб *, мм	Число ходів* *	Площа січення одного ходу по трубах, м ²		Поверхня теплообміну (в м ²)** при довжині труб, м					Площа самого вузького січення у міжтрубному просторі***, м ²	
					3,0	6,0***	9,0***				
325	20x2	2	0,007	–	13	26	–	–	–	0,012	–
	25x2	2	0,007	–	10	20	–	–	–	0,012	–
400	20x2	2	0,012	–	23	46	–	–	–	0,020	–
	25x2	2	0,014	–	19	38	–	–	–	0,019	–
500	20x2	2	0,020	–	38	76	–	–	–	0,031	–

	25x2	2	0,023	–	31	62	–	–	–	0,030	–
600	20x2	2	0,030	0,034	–	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	–	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	–	0,008	–	–	113	–	–	0,048	0,042
	25x2	2	0,034	0,037	–	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	–	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	–	0,007	–	–	87	–	–	0,043	0,040
800	20x2	2	0,026	0,063	–	212	243	318	364	0,043	0,071
		4	0,025	0,025	–	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	–	0,016	–	–	216	–	–	0,078	0,071
	25x2	2	0,060	0,069	–	170	181	255	286	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	–	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	–	0,018	–	–	164	–	–	0,074	0,068
1000	20x2	2	0,092	0,106	–	346	402	519	603	0,115	0,105

		4	0,043	0,049	–	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	–	0,032	–	–	368	–	–	0,115	0,105
	25x2	2	0,103	0,119	–	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	–	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	–	0,034	–	–	290	–	–	0,117	0,112
1200	20x2	2	0,135	0,160	–	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	–	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	–	0,046	–	–	563	–	–	0,138	0,147
	25x2	2	0,155	0,179	–	423	489	635	733	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	–	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	–	0,054	–	–	447	–	–	0,126	0,113
1400	20x2	2	0,188	0,220	–	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	–	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	–	0,059	–	–	782	–	–	0,179	0,198

25x2	2	0,214	0,247	–	584	675	876	1012	0,174	0,153
	4	0,099	0,110	–	561	642	841	963	0,174	0,153
	6	–	0,074	–	–	626	–	–	0,174	0,153

* Труби діаметром 25x2мм повинні виготовлятися з високолегованих сталей, допускаються труби з вуглецевої сталі, але діаметром 25x2,5мм; ** Шість ходів по трубах може бути у конденсаторах
 *** Дані у правих стовпцях відносяться до розміщення труб у трубних решітках по вершинах рівнобічних трикутників, інші – по вершинах квадратів (ГОСТ 13202-77)

Таблиця 7.7. Параметри кожухотрубних теплообмінників і холодильників (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, ГОСТ 15122-79)

D кожуха, мм	D труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт	Поверхня теплообміну (в м ²)** при довжині труб, м							Площа січення потоку 10 ² м ²		Площа січення одного ходу по трубах, 10 ² м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в прорізах	перегородок між перегородками	
159	20x 2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,3	0,5	0,4
	25x 2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,4	0,8	0,5
273	20x	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,7	1,0	1,2

	2												
	25x												
	2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	0,9	1,1	1,3
	20x												
325	2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25,0	–	–	1,1	2,0	2,0
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	–	1,1	1,6	0,9
	25x												
	2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	1,3	2,9	2,1
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,3	1,5	1,0
	20x												
400	2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68,0	–	1,7	2,5	3,6
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63,0	–	1,7	3,0	1,7
	25x												
	2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52,0	–	2,0	3,1	3,8

600	20x	2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	2,0	2,5	1,7
		1	389	-	-	49	73	98	147	-	4,1	6,6	7,8
		2	370	-	-	47	70	93	139	-	4,1	4,8	3,7
	25x	4	334	-	-	42	63	84	126	-	4,1	4,8	1,6
		6	316	-	-	40	60	79	119	-	3,7	4,8	0,9
		1	257	-	-	40	61	81	121	-	4,0	5,3	8,9
800	20x	2	240	-	-	38	57	75	113	-	4,0	4,5	4,2
		4	206	-	-	32	49	65	97	-	4,0	4,5	1,8
		6	196	-	-	31	46	61	91	91	3,7	4,5	1,1
	25x	1	717	-	-	90	135	180	270	405	6,9	9,1	14,4
		2	690	-	-	87	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9

		4	638	–	–	80	120	160	240	361	6,9	7,0	3,0
		6	618	–	–	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,0
	25x	1	465	–	–	73	109	146	219	329	7,0	7,9	16,1
	2	2	442	–	–	69	104	139	208	312	7,0	7,0	7,7
		4	404	–	–	63	95	127	190	285	7,0	7,0	3,0
		6	384	–	–	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2
	20x	1	117	–	–	–	221	295	442	663	10,1	15,6	23,6
1000	2	2	113	–	–	–	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4
		4	107	–	–	–	202	269	404	606	10,1	14,6	5,1
		6	104	–	–	–	197	262	393	590	9,6	14,6	3,4

			4										
	25x	1	747	-	-	-	176	235	352	528	10,6	14,3	25,9
	2	2	718	-	-	-	169	226	338	507	10,6	13,0	12,4
		4	666	-	-	-	157	209	314	471	10,6	13,0	5,5
		6	642	-	-	-	151	202	302	454	10,2	13,0	3,6
	20x	1	170										
1200	2	1	1	-	-	-	-	427	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	165	-	-	-	-	417	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	158	-	-	-	-	397	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	154	-	-	-	-	388	582	873	13,1	17,6	4,9
			4										

25x 2	1	108	–	–	–	–	340	510	765	16,4	17,9	37,5
		3										
	2	104	–	–	–	–	329	494	740	16,4	16,5	17,9
		8										
	4	986	–	–	–	–	310	464	697	16,4	16,5	8,4
	6	958	–	–	–	–	301	451	677	14,2	16,5	5,2

* Холодильники діаметром 325мм і більше можуть бути тільки з числом ходів 2,4 або 6

** Розрахована по зовнішньому діаметру труб

**Таблиця 7.3. Параметри кожухотрубних теплообмінників з U – подібними трубами
(ГОСТ 14245-79)**

D кожуха, мм	Площа січення одного ходу по трубах*, м ²		Поверхня теплообміну (в м ²) при довжині труб, м					Площа самого вузь- кого січення у між- трубному просторі**, м ²	
			3,0	6,0**		9,0**			
325	0,007	-	14	27	-	-	-	0,011	-
400	0,013	-	26	51	-	-	-	0,020	-
500	0,022	-	43	85	-	-	-	0,032	-
600	0,031	0,039	-	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	-	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	-	383	437	565	647	0,120	0,108

1200	0,142	0,165	-	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	-	790	930	1160	1369	0,161	0,187

* Розрахована по зовнішньому діаметру труб

** Дані у правих стовпцях відносяться до розміщення труб у трубній решітці по вершинах рівно-

бічних трикутників, інші – по вершинах квадратів (ГОСТ 13203-77)

Таблиця 7.4. Параметри кожухотрубних випарників з паровим простором (ГОСТ 14248-79)

D кожуха, мм	Число трубних пучків, шт.	Число труб в одному пучку*, шт		Поверхня теплообміну*, м ²		Площа січення одного ходу по трубах, м ²	
800	1	134	82	51	38	0,013	0,013
1000	1	220	132	85	62	0,022	0,020
1200	1	310	204	120	96	0,031	0,031
1600	1	572	362	224	170	0,057	0,055
2400	1	134	-	51	-	0,013	-
2400	1	220	-	85	-	0,022	-
2400	1	310	-	120	-	0,031	-
2400	1	572	-	224	-	0,057	-

2400	2	310	204	240	192	0,031	0,031
2600	3	310	204	360	268	0,031	0,031
2800	2	572	362	448	362	0,057	0,055

* Дані у правих стовпцях відносяться до трубних пучків з плаваючою головкою, інші з U – подібними трубами.

Таблиця 7.5. Параметри кожухотрубних конденсаторів і випарників (ГОСТ 15119-79 і ГОСТ 15121-79)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт.	Поверхня теплообміну** (в м ²) при довжині труб, м				Площа січення одного ходу по трубах, м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20x2	2	370	–	70	93	139	0,037
		4	334	–	63	84	126	0,016
		6	316	–	60	79	119	0,009
	25x2	1	257	40	61	81	–	–
		2	240	–	57	75	113	0,042
		4	206	–	49	65	97	0,018
800	20x2	6	196	–	46	61	91	0,011
		2	690	–	130	173	260	0,069

		4	638	–	120	160	240	0,030
		6	618	–	116	155	233	0,020
	25x2	1	465	73	100	146	–	–
		2	442	–	104	139	208	0,077
		4	404	–	95	127	190	0,030
		6	384	–	90	121	181	0,022
1000	20x2	2	1138	–	214	286	429	0,114
		4	1072	–	202	269	404	0,051
		6	1044	–	197	262	393	0,034
	25x2	1	747	117	176	235	–	–
		2	718	–	169	226	338	0,124
		4	666	–	157	209	314	0,055
		6	642	–	151	202	302	0,036
1200	20x2	2	1658	–	–	417	625	0,165

		4	1580	–	–	397	595	0,079
		6	1544	–	–	388	582	0,049
	25x2	1	1083	–	256	340	–	–
		2	1048	–	–	329	494	0,179
		4	986	–	–	310	464	0,084
		6	958	–	–	301	451	0,052
1400	20x2	2	2298	–	–	–	865	0,230
		4	2204	–	–	–	831	0,110
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25x2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,260
		4	1430	–	–	–	673	0,118
		6	1396	–	–	–	657	0,080

* Випарники можуть бути тільки одноходовими

** Розрахована по зовнішньому діаметру труб

Таблиця 7.6. Число сегментних перегородок в нормалізованих кожухотрубних теплообмінниках

D кожуха, мм	Число сегментованих перегородок при довжині труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	18	–	–	–
325	–	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	–
400	–	–	6	10	14	22 (24; 26)	–
600	–	–	4	8	10	18 (16)	(24)
800	–	–	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	–	–	–	4	6	10	16 (18)
1200	–	–	–	–	6	8	14 (12)

1400

Примітка. Числа у дужках відносяться до теплообмінників з плаваючою головкою і з U-подібними трубами

Таблиця 7.7. Маса кожухотрубчастих теплообмінників, холодильників, кип'ятильників і конденсаторів із стальними трубами (ГОСТ 15119-79 і ГОСТ 15122-79)

Р, МПа	D ко- жу- ха, мм	Чис- ло ходів	Труби ø 20x2мм, довжиною, м						Труби ø 25x2мм, довжиною, м					
			1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Маса теплообмінників і холодильників, кг, не більше														
1,6	159	1	196	217	263	–	–	–	192	211	255	–	–	–
1,6	273	1	388	455	590	–	–	–	465	527	649	–	–	–
1,6	325	1	495	575	735	895	–	–	485	540	680	820	–	–
1,6	325	2	510	575	740	890	–	–	485	550	690	820	–	–
1,0	400	1	–	860	1130	1430	1850	–	–	780	1035	1290	1750	–
1,0	400	2	–	870	1090	1370	1890	–	–	820	1040	1260	1600	–
1,0	600	1	–	1540	1980	2480	3450	–	–	1350	1810	2410	3150	–
1,0	600	2,4,6	–	1650	2100	3500	3380	–	–	1480	1890	2290	3130	–
1,0	800	1	–	2560	3520	4150	6800	8400	–	2280	3130	3720	5360	7400

1,0	800	2,4,6	–	2750	3550	4350	5950	8500	–	2520	3230	3950	5360	7480
0,6	1000	1	–	–	5000	6250	9030	12800	–	–	4500	5600	7850	11200
0,6	1000	2,4,6	–	–	5450	6750	9250	12850	–	–	4850	6100	8166	11400
0,6	1200	1	–	–	–	9000	12800	18400	–	–	–	8000	11250	16000
0,6	1200	2,4,6	–	–	–	9750	13400	18900	–	–	–	8700	11860	16550
1,0	600	1	–	–	–	–	–	–	–	1340	1760	2180	–	–
1,0		2,4,6	–	–	1970	2420	3320	–	–	–	1780	2220	2930	–
1,6		1								1400	1790	2200	–	–
1,6		2,4,6	–	–	2050	2510	3450	–	–	–	1850	2250	3060	–
1,0	800	1	–	–	–	–	–	–	–	2300	3200	3660	–	–
1,0		2,4,6	–	–	3600	4400	5900	–	–	–	3200	3900	5200	–
1,6		1	–	–	–					2400	3350	3840	–	–
1,6		2,4,6	–	–	3850	4500	6100	–	–	–	3450	4050	5600	–
1,0	1000	1	–	–	–	–	–	–	–	3600	4850	5950	–	–
1,0		2,4,6	–	–	5450	6700	9250	–	–	–	4950	6100	8120	–
1,6		1								3800	5000	6050	–	–
1,6		2,4,6	–	–	5750	7100	9700	–	–	–	5250	6350	8650	–

1,0	1200	1	-	-	-	-	-	-	-	-	6700	8150	-	-
1,0		2,4,6	-	-	-	10100	13450	-	-	-	-	9100	12000	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	-	7000	8600	-	-
1,6		2,4,6	-	-	-	10400	13700					9380	12150	-
1,0	1400	1	-	-	-	-	-	-	-	-	8630	10680	-	-
1,0		2,4,6	-	-	-	-	18390	-	-	-	-	-	16260	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	-	11200	13200	-	-
1,6		2,4,6	-	-	-	-	18790	-	-	-	-	-	16830	-

Примітка 1. Випарники можуть бути тільки одноходові з труб 25x2мм

7. Для труб довжиною 1м маса теплообмінників і холодильників дорівнює 174кг при D=179мм і 320кг при D=273мм

Таблиця 7.8. Поверхня теплообміну та основні параметри розбірних багатопоточних теплообмінників типу «Труба в трубі»*

Число паралельних потоків	Число труб в одному апараті	Поверхня теплообміну (м ²) при довжині труб, м			Площа січень потоків, 10 ⁴ м ²	
		3,0	6,0	9,0	всередині теплообмінних труб	у кільцевих зазорах між трубного простору
3	6	3	6	-	38	92
5	10	5	10	-	63	154
7	14	-	14	21	88	216
12	24	-	24	36	151	371
22	44	-	44	66	277	680

- Діаметр теплообмінних труб 48x4 мм, діаметр кожухових труб 89x5 мм.

Допускаються

також теплообмінні труби діаметром 38x3,5 і 57x4 мм та кожухові труби діаметром 108x4 мм при тих самих довжинах. Граничні умови тиску теплоносіїв 1,6 і 4,0 МПа.

Таблиця 7.9. Параметри теплообміну і основні параметри нерозбірних і розбірних однопоточних і двох поточних теплообмінників типу «труба в трубі»

Діаметр теплообмінних труб, мм	Число паралельних потоків	Число теплообмінних труб в одному апараті, шт.	Поверхня теплообміну (м ²) по зовнішньому діаметру при довжині труб, м						Діаметр** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25x3	1	1*	0,12	0,24	0,36	0,48	–	–	57x4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	–	–	
	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	–	–	

38x3,5	1	1*	0,18	0,36	0,54	0,72	–	–	57x4	76x4
	2	2	0,36	0,72	1,08	1,44	–	–	89x6	
	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88	–	–		
48x4	1	1*	0,23	0,45	0,68	0,90	–	–	76x4	89x5
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80	–	–	108x4	
	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60	–	–		
57x4	1	1*	0,27	0,54	0,81	1,08	–	–	89x5	108x4
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16	–	–		
	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32	–	–		
76x4	1	1*	–	–	–	1,43	2,14	2,8 6	108x4	133x4
		2	–	–	2,14	2,86	4,28	–		
89x5	1	1*	–	–	–	1,68	2,52	3,3 6	133x4	159x4, 5

		2	–	–	2,52	3,36	5,04	–		
108x4	1	1*	–	–	–	2,03	3,05	4,0	159x4,	219x6
								6	5	
		2	–	–	3,05	4,06	6,10	–		
133x4	1	1*	–	–	–	2,50	3,75	5,0	219x6	
		2	–	–	3,76	5,0	7,50	–		
159x4,5	1	1*	–	–	–	3,0	4,5	6,0	219x6	
		2	–	–	4,5	6,0	9,0	–		

* Відноситься до одного ходу нерозбірних теплообмінників

** Товщини труб вказані для умовних тисків не більше 1,6МПа.

Таблиця 7.10. Конструктивні характеристики розбірних пластинчастих теплообмінників

Характеристики	Площа пластини, м ²			
	0,2	0,3	0,6	1,3
Габарити пластини, мм:				
довжина	960	1370	1375	1915
ширина	460	300	600	920
товщина*	1,0	1,0	1,0	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, мм	8,8	8,0	8,3	9,6
Поперечний переріз каналу, 10 ⁴ м ²	17,8	11,0	24,5	42,5
Приведена довжина каналу, м	0,518	1,12	1,01	1,47
Маса пластини, кг**	2,5	3,2	5,8	12,0
Діаметр умовного проходу штуцерів, мм	80; 150	65	200	300

* В об'легшеному варіанті товщина пластини може бути зменшена до 0,5 мм

** Для пластини товщиною 0,8 мм

Таблиця 7.11. Поверхня теплообміну та основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників (ГОСТ 15518-83)

Поверхня теплообміну F (m^2), число пластин N (шт.) і маса апарату M (кг) при поверхні однієї пластини f (m^2)														
$f=0,2$			$f=0,3$			$f=0,5^*$			$f=0,6$			$f=1,3$		
					**			***			**			l
									M					
									1					€
		70		2	80	1.5	4	740	0	0	60	00	56	350
									2					€
	2	90		0	15	0	00	010	6	0	030	00	32	470
									2					€
	8	50		0	15	3	26	200	6	4	130	00	10	610
									2					l

.3	4	70	0	6	65	0	60	460	1.5	6	220	00	66	1280
								2]
0	2	50	7.5	4	00	00	00	755	0	0	300	00	64	2430
								3]
7.6	6	00	6	6	40	40	60	345	0	6	400	00	20	4740
								4						-
6	4	040	0	0	85	60	20	740	3	08	630			-
								€						-
6	28	480				20	40	630	0	36	690			-
								€						-
1.6	60	600				80	60	570	00	70	900			-
								€						-
0	04	750				00	00	810	40	36	200			-
								7						-

20 40 100 60 70 470

- 00 60 920 -

- 60 20 400 -

- 00 04 800 -

* Теплообмінники із здвоєними пластинами (напіврозбірні); ** Для слабо агресивних і нейтральних середовищ із швидкістю корозії металу менше 0,05мм на рік (для агресивних середовищ маса більше у середньому на 8-10%); *** Для тисків до 1,6МПа.

Таблиця 7.17. Поверхня теплообміну та основні параметри спіральних теплообмінників (ГОСТ 12067-80)

F, м ²	Товщина листа, мм	Ширина листа, мм	Довжина каналу, м	Площа січення каналу, 10 ⁴ м ²	Маса теплообмінника, кг, не більше	D штуцерів для рідких теплоносіїв, мм
10,0	3,5	0,4	12,5	48	1170	65
12,5	3,5	0,4	15,6	60	1270	65
16,0	3,5	0,5	16,0	60	1480	65
20,0	3,5	0,4	25,0	48	1770	100
20,0	4,0	0,7	14,3	84	1620	100
25,0	3,5	0,5	25,0	60	2270	100
25,0	4,0	0,7	17,9	84	1970	100
31,5	3,5	0,5	31,5	60	2560	100

31,5	4,0	0,7	22,5	84	2560	100
40,0	3,9	1,0	20,0	120	2760	100
40,0	4,0	0,7	28,6	84	3160	100
50,0	3,0	1,0	25,0	120	3460	150
50,0	6,0	1,1	22,7	138	3960	150
63,0	3,9	1,0	31,5	120	4260	150
63,0	6,0	1,1	28,6	138	4760	150
80,0	3,9	1,0	40,0	120	5450	150
80,0	6,0	1,1	36,4	138	5450	150
100,0	3,9	1,0	50,0	120	5960	150
100,0	4,0	1,25	40,0	150	5960	150

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Марчевський В.М. Конструкторська документація курсових і дипломних проектів: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. – К.: Норіта-плюс, 2006. – 280 с.: іл. ISBN 966-2975-04-7.
4. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Приклади та задачі з курсу процесів та апаратів хімічної технології. – Л.: Хімія, 1987. – 576 с.
5. Процеси та апарати хімічної технології: навч. Посібник з курсового проектування/ А.І.Дубінін, Р.І. Гіврілов, І.О. Гузьова; за ред. / А.І.Дубінін. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 360с.
6. https://www.academia.edu/28031591/Dubinin_a_i_gavriliv_r_i_guz_ova_i_o_protsezi_ta_aparati_khi
7. Методичні вказівки по виконанню обчислювальної техніки по курсу “Машини та апарати хімічних виробництв алгоритм розрахунку реактора-полімеризатора” Київ КПІ 1981, 39 с.
8. Оформлення графічної документації. Методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / Укл. В.М. Марчевський. – 1989.

ДОДАТОК А.

**ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ НА ТЕМУ:
«ПІДГРІВАЧ ГІДРОКСИДУ НАТРІЯ»**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних
виробництв**

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

на тему: **Підігрівач гідроксиду натрію**

Варіант 21

з дисципліни: «Процеси та обладнання хімічної технології-1.
Теплові процеси»

Виконав студент групи ХО-81 _____ **Юрій МАГДИЧ**

(підпис, дата)

Керівник роботи, доц. _____ **Микола ШВЕД**

(підпис, дата)

Київ 2022

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО ”**

Інженерно-хімічний факультет

Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ЗАВДАННЯ

до розрахункової роботи

студентові групи ХО-81 __Магдич А.А._____

1.Тема проекту: Підігрівач гідроксиду натрія

7.Термін здачі студентом закінченого проекту: 10 грудня 2012р.

3.Вихідні дані до проекту: Розрахувати підігрівач 35% водяного розчину гідроксиду натрію для забезпечення наступних технологічних умов :

- продуктивність 3,611кг/с;
- сировина 35%водяний розчин гідроксиду натрія;
- температура початкова 15 °С;
- температура кінцева температура кипіння;
- вибір гарячого теплоносія і його параметри обґрунтувати і вибрати самостійно.

4.Перелік питань, які мають бути розроблені: 1) Вступ, 2) Класифікація та опис відповідного теплотехнічного обладнання, 3) Вибір типу апарата та обґрунтування його конструкції, 3) Вибір і характеристика теплоносіїв, 4) Вибір матеріалів апарата, 5) Технічні вимоги до апарату, 6) Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції, 7) Висновки, 8) Перелік посилань.

5.Перелік графічного (ілюстрованого) матеріалу: Розрахункові схеми та схематичне зображення апарату.

6.Дата видачі завдання: „___” _____ 2022р.

Завдання прийняв до виконання студент групи ХО-81 _____ Юрій МАГДИЧ
(підпис, дата)

Керівник роботи, доц.

_____ Микола ШВЕД
(підпис, дата)

Зміст

Перелік скорочень, умовних позначень та термінів.....	13
Вступ.....	15
1. Класифікація та опис конструкцій теплообмінних апаратів	19
7. Вибір типу та обґрунтування конструкції підігрівача.....	24
3. Вибір та характеристика теплоносіїв	27
4. Вибір матеріалів теплообмінника	27
5. Технічні вимоги до теплообмінника	28
6. Параметричний (тепловий) розрахунок.....	29
7. Висновок.....	36
8. Перелік посилань	38

					<i>ЛН71.065111.001 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Ц.М.Годич</i>				<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>					134	142	
<i>Реценз.</i>					КП «ІМ. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО» КАФ МАХНВ		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

Підігрівач гідроксиду
натрію

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- c – питома масова теплоємність;
- D – діаметр кожуху;
- d – внутрішній діаметр теплообмінних труб;
– еквівалентний діаметр;
- F – поверхня теплопередачі;
- G – масова витрата теплоносія;
- g – прискорення вільного падіння;
- K – коефіцієнт теплопередачі;
- L – довжина теплообмінних труб;
- l – визначальний розмір в критеріях подібності;
- M – маса;
- N – число пластин, потужність;
- n – число труб, число паралельних потоків;
- p – тиск;
- Δp – гідравлічний опір;
- Q – теплове навантаження;
- q – питома тепла напруга;
- r – питома масова теплота конденсації (випаровування);
– термічний опір шару забруднення;
- S – площа поперечного перерізу потоку;
- t – температура;
- Δt – різниця температур стінки і теплоносія;
- ω – швидкість руху теплоносія;
- z – число ходів в кожухотрубних теплообмінниках;
- α – коефіцієнт тепловіддачі;
- β – коефіцієнт об'ємного розширення;
– товщина стінки тепло передаючої поверхні;

									Арк.
									135
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	135 ДН71.065111.001 ПЗ				

$\lambda_{ст}$ – теплопровідність, коефіцієнт тертя;

μ – динамічна в'язкість;

ρ – густина;

σ – поверхневий натяг;

ξ – коефіцієнт місцевого опору;

— – критерій Рейнольдса;

— – критерій Нусельта;

— – критерій Прандтля;

— — – критерій Грасгофа;

Індекси:

1 – теплоносій з більшою середньою температурою (гарячий);

2 – теплоносій з меншою середньою температурою (холодний);

н – початкове значення, зовнішній розмір, насос;

к – кінцеве значення, кожух;

ст – стінка;

т – теплообмінник;

тр – трубний простір;

мтр – міжтрубний простір;

ш – штуцер.

					<i>ЛН71.065111.001ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		136

Вступ

У зв'язку з розвитком промисловості на основі створення високопродуктивних установок зросло значення процесів тепло і масообміну з точки зору раціонального використання теплоенергетичних та сировинних ресурсів. Одним з важливих технічних завдань промисловості є інтенсифікація технологічних процесів та заощадження сировинних ресурсів, особливо палива. Основний шлях для досягнення цього – створення технологій та технологічних процесів, при яких весь потік сировини та всі енергетичні ресурси повністю, чи з максимальною повнотою використовуються у виробництві продукції.

Деякі галузі промисловості характеризуються високими затратами теплоти. Тому потрібно створювати високоекономічні тепловикористовуючі установки.

Процеси теплообміну мають велике значення в хімічній, нафтопереробній, металургійній, харчовій та інших галузях промисловості. Теплообмінна апаратура становить значну частку технологічного обладнання в хімічній та суміжних галузях промисловості. Питома вага на підприємствах хімічної промисловості теплообмінного обладнання складає в середньому 15–18 %, у нафтохімії – 50 %. Суттєва роль теплообмінного обладнання на хімічних підприємствах пояснюється тим, що майже усі основні процеси хімічної технології пов'язані з необхідністю підведення чи відведення теплоти.

У даному проекті розроблено теплообмінний апарат для нагрівання водного розчину луку до температури кипіння.

					<i>ЛН71.065111.001ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		137

1. Класифікація та опис конструкцій теплообмінних апаратів

Залежно від способу передачі теплоти теплообмінники поділяються на дві основні групи:

- поверхневі теплообмінники, в яких обмін теплотою між теплоносіями відбувається крізь глуху стінку, що їх розділяє;
- теплообмінники змішування, в яких теплота передається внаслідок безпосереднього контакту двох теплоносіїв.

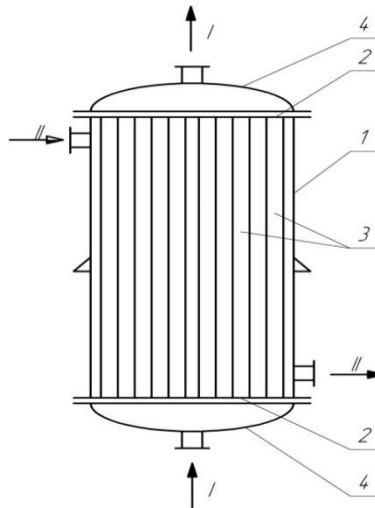
Значно рідше в хімічній промисловості застосовуються регенеративні теплообмінники, в яких нагрівання рідких середовищ відбувається за рахунок їхнього контакту з попередньо нагрітими твердими тілами – насадками, якими заповнений апарат і які періодично нагріваються іншим теплоносієм.

Найбільш поширеними є поверхневі теплообмінники, конструкції яких дуже різноманітні. Нижче буде розглянуто типові, в основному нормалізовані, конструкції поверхневих теплообмінників.

Конструкції теплообмінників мають бути простими, зручними для монтажу й ремонту. У ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати якомога менше забруднення поверхні теплообміну, яка має бути легкодоступною для огляду й очищення.

Поверхневі теплообмінники бувають: кожухотрубні, трубчаті, зрошувальні, змієвикові, спіральні, пластинчаті, блочні. (1,2,3,4,5,)

Кожухотрубний одноходовий теплообмінник



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки.

Рисунок 1.1 – Схема кожухотрубного одноходового теплообмінника

Застосування. Даний апарат раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі у міжтрубному просторі, а також у процесі випарювання рідин.

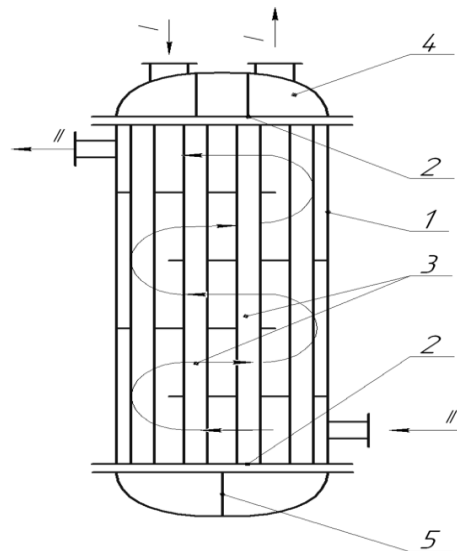
Кожухотрубний теплообмінник складається з корпусу 1 та приварених до нього трубних решіток 2. У трубних решітках закріплений пучок труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках та болтах) кришки 4.

У кожухотрубному теплообміннику одна із речовин I рухається всередині труб (у трубному просторі), а інша II – у міжтрубному просторі. Речовини зазвичай направляють протитечією одна до одної. При цьому ту речовину, яку нагрівають, направляють знизу догори, а речовину, що віддає тепло, – в протилежному напрямку. Такий напрямок руху кожної речовини співпадає з напрямком, у якому прагне рухатися дана речовина під впливом зміни її густини при нагріванні чи охолодженні. Крім того, при вказаних напрямках руху досягається більш рівномірний розподіл швидкостей та ідентичні умови теплообміну за площею поперечного перерізу апарату.

Переваги: Достатньо велика швидкість в трубах при великих об'ємних видатках середовища, що в них рухається. Простота конструкції та експлуатації.

Недоліки: сумарний поперечний перетин труб відносно великий, що дозволяє отримувати достатньо високі швидкості в трубах тільки при великих об'ємних витратах речовини; низький коефіцієнт теплопередачі; невелика різниця температур середовищ, між якими відбувається теплообмін.

Кожухотрубний багатоходовий теплообмінник



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки в кришках; 6 – перегородки у міжтрубному просторі

Рисунок 1.2 – Схема кожухотрубного багатоходового теплообмінника

Застосування. Кожухотрубний багатоходовий теплообмінник застосовується для підігрівання рідин та конденсатів, а також раціонально застосовувати в системі теплообміну рідина – рідина і газ – газ, при великих теплових навантаженнях.

В цьому теплообміннику корпус 1, трубні решітки 2, закріплені в них труби 3 та кришки 4 ідентичні зображеним на рисунку 1. За допомогою поперечних перегородок 5, установлених в кришках теплообмінника, труби розділені на секції, або ходи, по яким послідовно рухається рідина, яка протікає

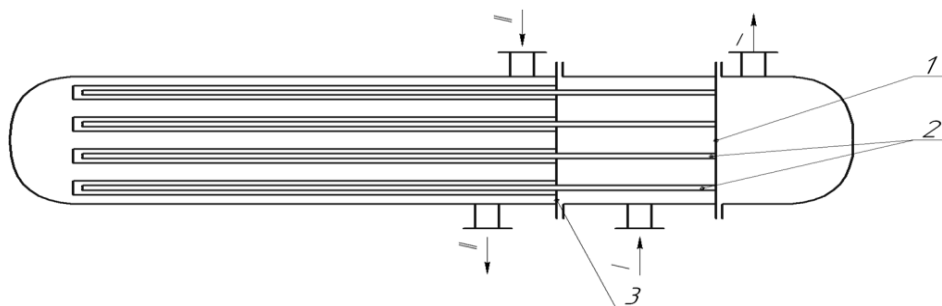
в трубному просторі теплообмінника. Зазвичай розбивку на ходи проводять таким чином, щоб в усіх секціях знаходилась однакова кількість труб.

Завдяки меншій площі поперечного перерізу труб, розміщених в одній секції, в порівнянні з поперечним перерізом всього пучка труб, швидкість рідини в трубному просторі багатогодового теплообмінника збільшується (по відношенню до швидкості в одноходовому теплообміннику) в число разів, рівне числу ходів. Так, в чотирьохходовому теплообміннику (рисунок 2) швидкість в трубах при інших рівних умовах в чотири рази більше, ніж в одноходовому. Для збільшення швидкості та подовження шляху руху рідини в між трубному просторі слугують сегментні перегородки 6. В горизонтальних теплообмінниках ці перегородки слугують одночасно проміжними опорами для пучка труб.

Переваги. Більша швидкість теплообміну в порівнянні з одноходовими кожухотрубними теплообмінниками.

Недоліки. Низька рушійна сила теплопередачі, та неможливість використання при різницях температур більше 50°C .

Кожухотрубний теплообмінник з подвійними трубами



1,3 – трубні решітки; 2 – внутрішні труби; 4 – зовнішні труби.

Рисунок 1.3. – Схема кожухотрубного теплообмінника з подвійними трубами

Застосування. Теплообмінники з подвійними трубами використовуються в основному в контактнo-каталітичних і реакційних процесах.

З однієї сторони апарату розміщені дві трубні решітки, причому у решітці 1 закріплений пучок труб 2 меншого діаметра, відкритих з обох кінців, а в решітці 3 – труби 4 більшого діаметра із закритими лівими кінцями, встановленими концентрично відносно

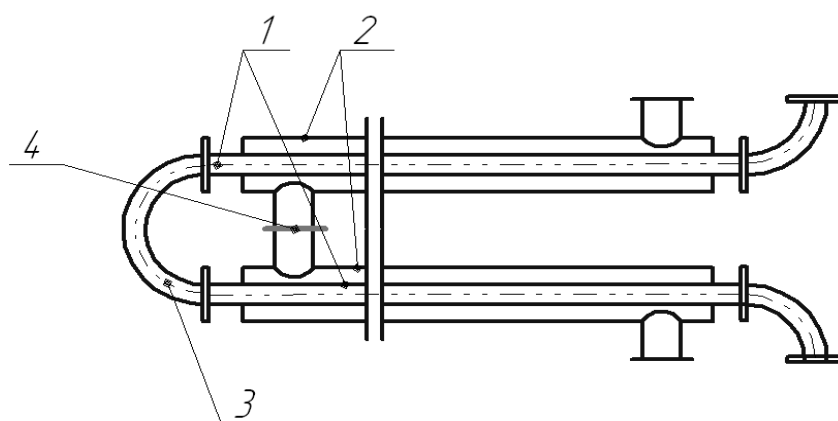
труб 7.

Середовище I рухається по кільцевих просторах між трубами 2 та 4 і виводиться з міжтрубного простору теплообмінника по трубах 7. Інше середовище II рухається зверху вниз по міжтрубному простору корпусу теплообмінника, омиваючи труби 4 зовні. У теплообмінниках такої конструкції труби можуть подовжуватися під дією температури незалежно від корпусу теплообмінника.

Переваги: невеликі перерізи внутрішньої труби, що дає можливість досягати значних швидкостей руху теплоносіїв, що в свою чергу призводить до підвищення коефіцієнту теплопередачі.

Недоліки: дорожчий, ніж кожухотрубний одноходовий теплообмінник (металоємні); складність монтажу; більш громіздкі.

Двотрубний теплообмінник



1 – внутрішні труби; 2 – зовнішні труби; 3 – калач; 4 – патрубок.

Рисунок 1.4 – Схема двотрубного теплообмінника

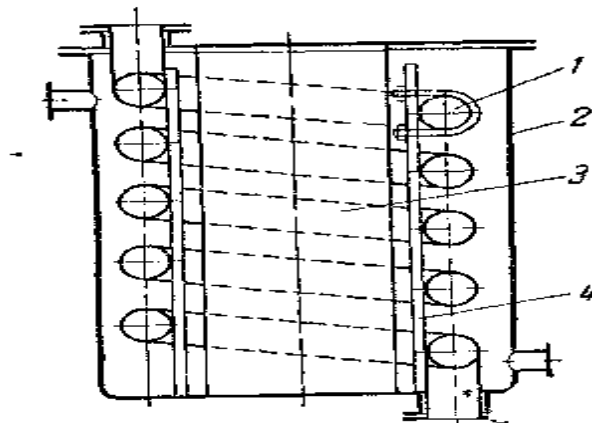
Застосування. В контактнo-каталітичних та реакційних процесах, що відбуваються при високих температурах, коли необхідно забезпечити вільне подовження всіх труб. Для процесів із порівняно невеликими тепловими навантаженнями і відповідно малими поверхнями теплообміну.

Теплообмінники цієї конструкції складаються з кількох послідовно з'єднаних трубних елементів, утворених двома концентрично розміщеними трубами. Один теплоносій рухається по внутрішніх трубках 1, а інший – по кільцевому зазору між внутрішніми 1 та зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби з'єднуються калачами 3, а зовнішні труби – патрубками 4.

Переваги: високі швидкості руху рідин; порівняно високі коефіцієнти теплопередачі; менша ймовірність відкладання накипу та забруднення поверхонь теплообміну; можливість ефективно працювати при невеликих витратах теплоносіїв.

Недоліки: більш громіздкі, ніж кожухотрубні; металоємні.

Змієвиковий теплообмінник



1 – спіральний змієвик; 2 – корпус апарату; 3 – внутрішній стакан; 4 – конструкція для кріплення змієвика

Рисунок 1.5 – Схема змієвикового теплообмінника

Застосування. При високих тисках і в хімічно активних середовищах, при поверхнях нагрівання до 10...15 м⁷.

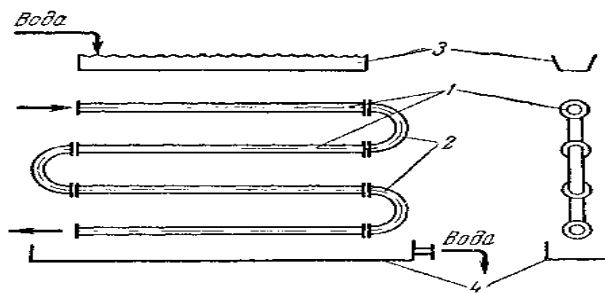
У занурюваному змієвиковому теплообміннику краплинна рідина, газ або пар рухаються по спіральному змієвоку 1, виконаному з труб діаметром 15÷75 мм, який занурений у рідину, що перебуває в корпусі 2 апарату. Внаслідок великого об'єму корпусу, в якому знаходиться змієвик, швидкість рідини в корпусі незначна, що обумовлює низькі значення коефіцієнта тепловіддачі ззовні змієвика. Для його збільшення підвищують швидкість рідини всередині корпусу шляхом встановлення в ньому внутрішнього стакану 3, але при цьому значно зменшується корисно використовуваний об'єм корпусу апарату. Разом з тим в деяких випадках більший об'єм рідини, що заповнює корпус, має і позитивне значення, оскільки забезпечує більш стабільну роботу теплообмінника при коливаннях режиму. Труби змієвика кріпляться на конструкції 4.

Переваги. Знаходять широке застосування внаслідок простоти будови, дешевизни, доступності для очистки й ремонту.

Недоліки. Тепловіддача в міжтрубному просторі занурених теплообмінників малоінтенсивна, оскільки тепло передається практично шляхом вільної конвекції. Тому теплообмінники такого типу працюють при низьких теплових навантаженнях.

Зрошувальний теплообмінник

Застосування. Зрошувальні теплообмінники застосовуються головним чином в якості холодильників та конденсаторів, причому близько половини тепла відводиться при випаровуванні охолоджуючої води. В результаті витрати води різко знижуються в порівнянні з її витратами в холодильниках інших типів.



1 – секції прямих труб; 2 – калачі; 3 – розподільвальний жолоб; 4 – піддон

Рисунок 1.6 – Схема зрошувального теплообмінника

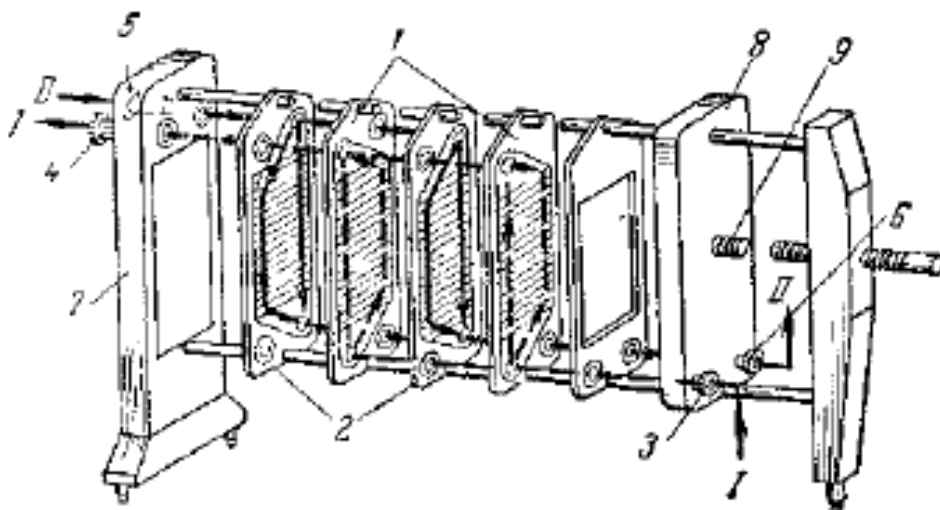
Такий теплообмінник представляє собою змійовики 1 з розміщених один над одним прямих труб, які з'єднані між собою калачами 7. Труби зазвичай розміщені в вигляді паралельних вертикальних секцій (на Рисунок 7 показана лише одна секція) з загальними колекторами для подачі та відводу охолоджуючого середовища (води). Згори змійовики зрошуються водою, рівномірно розділеною у вигляді крапель та струменів за допомогою жолоба 3 з зубчатими краями. Відпрацьована вода відводиться з піддона 4, встановленого під змійовиками.

У зв'язку з випаровуванням води, що підсилюється при недостатньому зрошуванні, теплообмінники цього типу частіше за все встановлюють на відкритому повітрі; їх огорожують дерев'яними решітками (жалюзі), головним чином для того, щоб звести до мінімуму розповсюдження бризок води. Незважаючи на те, що коефіцієнти теплопередачі, які працюють по принципу перехресного струму, трохи вище, ніж в занурених, їх суттєвими недоліками є: громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, нижні кінці яких при зменшенні витрат зрошувальної води дуже погано змочуються та практично не беруть участі в теплообміні, корозія труб киснем повітря, наявність крапель та бризок, які попадають в навколишній простір.

Переваги. Відносно малі витрати води - важлива перевага зрошувальних теплообмінників, які, крім того, відрізняються також простотою конструкції та легкістю очистки зовнішньої поверхні труб.

Недоліки. Зрошувальні теплообмінники працюють при невеликих теплових навантаженнях та коефіцієнти теплопередачі в них не високі. Їх часто виготовляють з хімічно стійких матеріалів. Громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, кородування труб киснем повітря.

Пластинчастий теплообмінник



1 – парні пластини; 2 – непарні пластини; 3,4 – штуцери для входу та виходу теплоносія 1; 5,6 – те ж, що і для теплоносія 2; 7 – нерухома головна плита; 8 – рухома головна плита; 9 – стягуючий гвинтовий пристрій.

Рисунок 1.7 – Схема пластинчастого теплообмінника

Застосування. Процеси теплообміну між рідинами

В пластинчастому теплообміннику поверхня теплообміну утворюється гофрованими паралельними пластинами 1,2, за допомогою яких створюється система вузьких каналів шириною 3-6 мм з хвилястими стінками. Рідини, між якими відбувається теплообмін, рухаються в каналах між сусідніми пластинами, омиваючи протилежні бокові сторони кожної пластини.

Пластина має на передній поверхні три прошарки. Більший прошарок обмежує канал для руху рідини 1 між пластинами, а також отвори для входу рідини 1 в канал та виходу з нього; дві малі кільцеві прокладки ущільнюють отвори, через які надходить та виходить рідина 2, яка рухається протivotоком.

На рисунку 6 рух рідини 1 показано схематично пунктирною лінією, а рідини 2 – щільною лінією. Рідина 1 надходить через штуцер 3, рухається по непарним каналам (рахуючи справа наліво) та виходить через штуцер 6.

Пакет пластин затискається між нерухомою плитою 7 та рухомою плитою 8 за допомогою гвинтового зажиму 9.

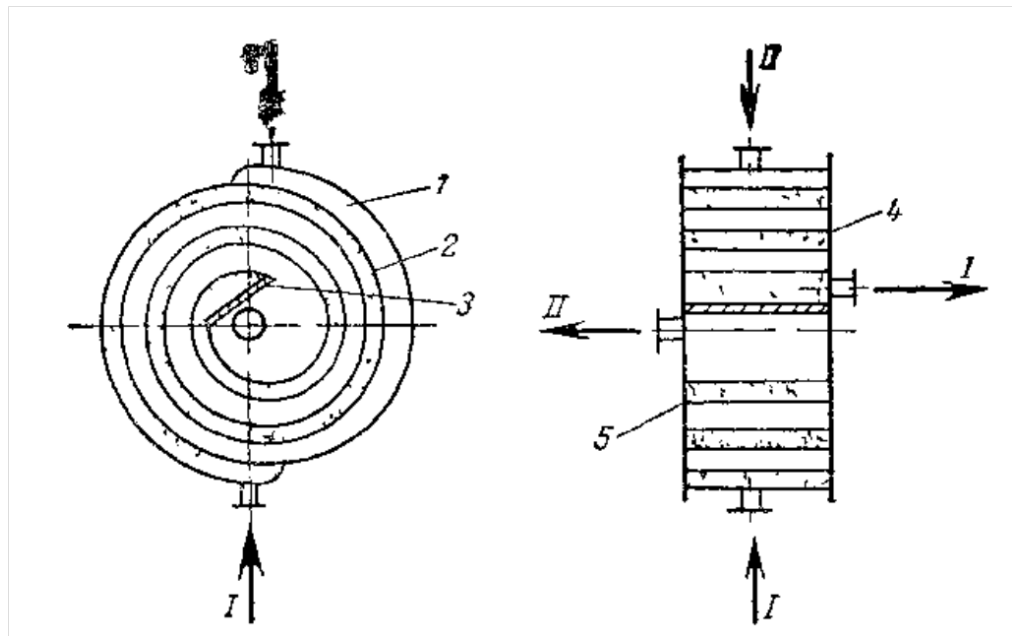
Внаслідок значних швидкостей, з якими рухаються рідини між пластинами, досягаються високі коефіцієнти теплопередачі, аж до 3800 Вт/кв.м і більше при малому гідравлічному опорі.

Переваги Пластинчасті теплообмінники легко розбираються та очищаються від забруднень. Підвищені теплові навантаження.

Недоліки. До них відносяться: неможливість роботи при високих тисках та важкість вибору еластичних хімічно стійких .

Спіральний теплообмінник

Застосування. Використовують для нагрівання та охолодження газів, рідин та парогазових сумішей. Область застосування обмежена невеликою різницею температур та тисків.



1,2 – листи, звернуті в спіралі; 3 – перегородка; 4,5 – кришки

Рисунок 1.8- Схема спірального теплообмінника

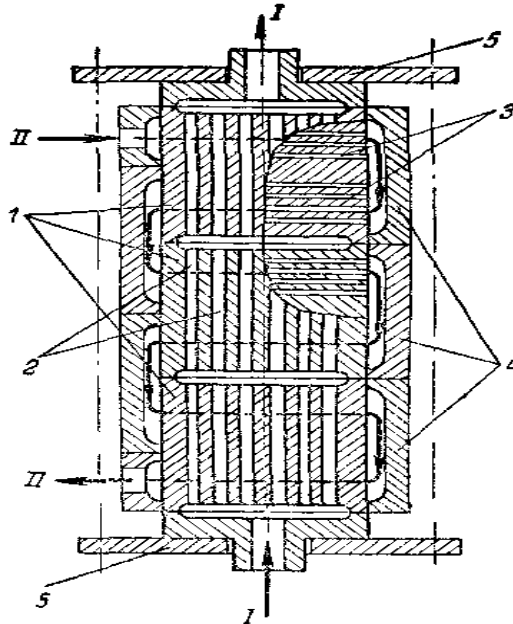
В спіральному теплообміннику поверхня теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, звернутими по спіралі. Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені один з одним. З торців спіралі закриті встановленими на прошарках плоскими кришками 4 та 5. Таким чином, всередині апарата утворюються два ізольованих один від іншого спіральних канали (шириною $2\div 8$ мм), по яким, зазвичай протivotоком, рухаються теплоносії. Як показано на Рисунок 10, теплоносій 1 надходить через штуцер та видаляється через боковий штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер та видаляється через боковий штуцер в лівій кришці.

Переваги Спіральні теплообмінники досить компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин $1\div 2$ м/с) та володіють при рівних швидкостях середовищ меншим гідравлічним опором, ніж трубчасті теплообмінники різних типів.

Недоліки. Ці апарати складні в виробництві та працюють при обмежених надлишкових тисках, які не перевищують 10атм, оскільки намотка спіралей

ускладнюється зі збільшенням товщини листів; крім того, виникають труднощі при створенні щільного з'єднання між спіралями та кришками.

Блочний теплообмінник



1 – графітові блоки; 2 – вертикальні круглі канали; 3 – горизонтальні круглі канали; 4 – бокові перетічні камери; 5 – торцеві кришки

Рисунок 1.9 – Схема блочного теплообмінника з графіту

Застосування. Для процесів теплообміну, що відбуваються в хімічно агресивних середовищах.

Блочний теплообмінник складається з окремих графітових блоків 1, що мають наскрізні вертикальні канали 2 круглого перетину та перпендикулярні їм канали 3. Теплоносій I рухається по вертикальним каналам, а теплоносій II – по горизонтальним каналам 3, проходячи послідовно всі блоки. Горизонтальні канали різних блоків з'єднуються один з одним через бокові перетічні камери 4. Графітові блоки ущільнюються між собою прокладками з резини чи тефлону та стягуються торцевими кришками 5 на болтах. Крім прямокутних блоків використовують також циліндричні блоки, в яких горизонтальні канали розміщуються радіально.

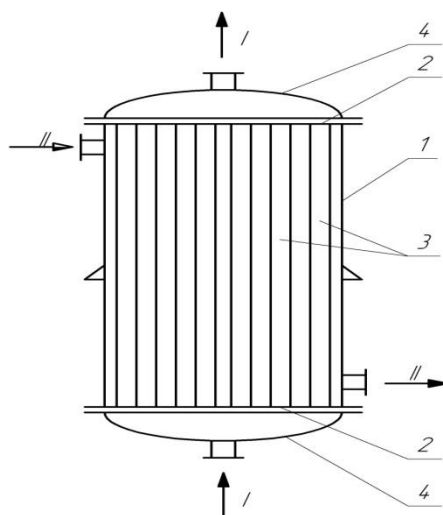
Переваги: застосування для хімічно агресивних середовищ, де застосування інших теплообмінників недопустиме.

Недоліки: застосовуються при невисоких тисках; необхідність обробки графіту для запобігання його забруднення.

2. Вибір типу апарата та обґрунтування його конструкції

В загальному випуску теплообмінних апаратів для хімічної та суміжних галузей промисловості в Україні біля 80 % займають кожухотрубні теплообмінники. Ці апарати достатньо прості у виготовленні та надійні в експлуатації і одночасно достатньо універсальні, тобто можуть бути використані для здійснення теплообміну між газами, парами, рідинами в будь-якому поєднанні теплоносіїв та в широкому діапазоні їх тисків і температур. Обраний кожухотрубний теплообмінник тому, що він відповідає технологічним умовам і більшості вимог, які ставляться перед теплообмінниками:

- він є поверхневим, тобто не допускається змішування теплоносіїв;
- він має досить великий коефіцієнт теплопередачі, що дозволяє зменшити габаритні розміри апарата;
- він має просту конструкцію та простий у виготовленні;
- легкість очистки трубного простору;
- невелика металоємність;
- мала собівартість виготовлення;
- простота експлуатації.



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки.

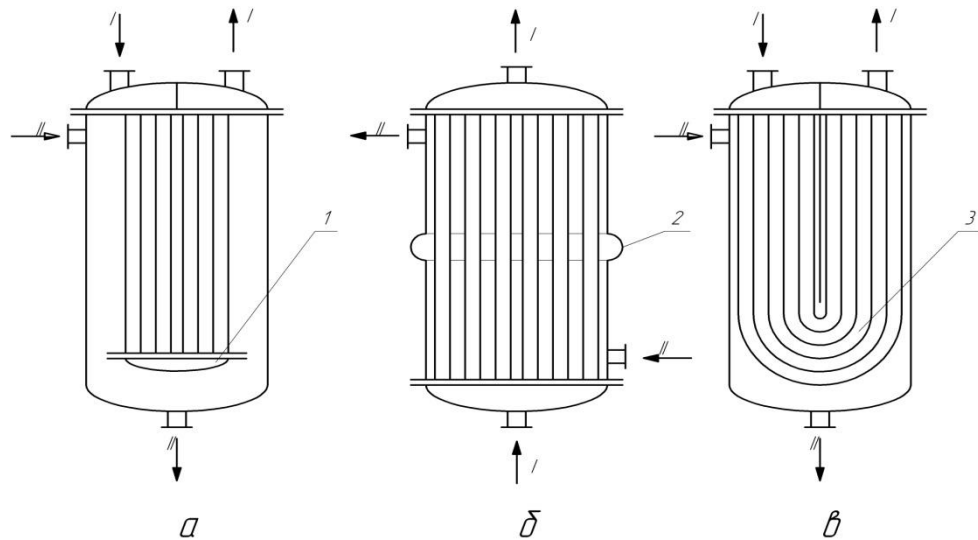
Рисунок 7.1 – Одноходовий кожухотрубний теплообмінник.

В кожухотрубному теплообміннику один з теплоносіїв I рухається всередині труб (в трубному просторі), а інший II – в міжтрубному просторі. Теплоносії спрямовують протилежно один одному. Теплоносій, який необхідно підігрівати, спрямовують знизу вгору, а теплоносій, який необхідно охолодити, в протилежному напрямі. Такий напрям руху кожного теплоносія співпадає з напрямом, в якому рухається даний теплоносій під дією зміни його густини при нагріванні чи охолодженні. Теплообмінник складається із корпусу 1 і приварених до нього трубних решіток 7. В трубних решітках закріплені пучок труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках чи болтах) кришки 4.

Внаслідок різниці температур теплоносіїв, що рухаються у трубному і між трубному просторі, відбувається теплообмін: температура більш нагрітого теплоносія зменшується, а температура менш нагрітого підвищується.

Кожухотрубчаті одноходові теплообмінники застосовують, коли різниця температур між трубами і кожухом менше 40°C . При більшій різниці температур труби і кожух теплообмінника подовжуються неоднаково, внаслідок цього виникають надмірні напруження в трубних решітках. Це може призвести до порушення герметичності з'єднання труб із трубними решітками і як наслідок змішування теплоносіїв. При різниці температур між трубами і кожухом теплообмінника більшою за 40°C застосовують спеціальні пристрої для зменшення руйнівної дії нерівномірного подовження труб і кожуха теплообмінника.

До теплообмінників з такими пристроями належать: теплообмінники з плаваючою голівкою (Рисунок 1.2, а), теплообмінники з лінзовим компенсатором на кожуху теплообмінника (Рисунок 1.2,б), теплообмінники з U-подібними трубками (Рисунок 1.2, в).

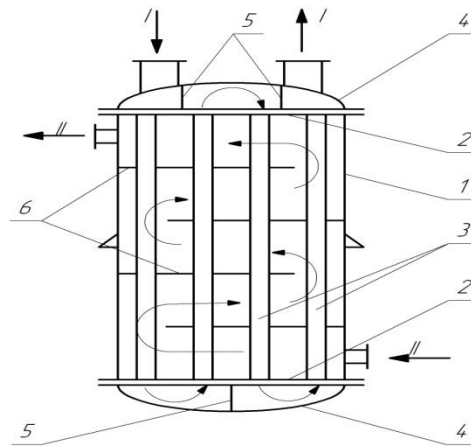


1 – плаваюча голівка; 2 – лінзовий компенсатор; 3 – U-подібні трубки.

Рисунок 7.2 – Теплообмінники з компенсуючими пристроями: а – теплообмінник з плаваючою голівкою; б – теплообмінник з лінзовим компенсатором; в – теплообмінник з U-подібними трубками.

Для підвищення коефіцієнту тепловіддачі застосовують багатоходові теплообмінні апарати. При цьому збільшують кількість ходів як в трубному просторі так і в міжтрубному просторі. При збільшенні кількості ходів зростає інтенсивність теплообміну, але при цьому зростає гідравлічний опір, тому зазвичай кількість ходів не перевищує 5-6. Зазвичай розбивку на ходи роблять таким чином, щоб у всіх секціях знаходилась приблизно однакова кількість труб.

Внаслідок меншої площі сумарного поперечного перетину труб, розміщених в одній секції, порівняно з поперечним перетином всього пучка труб, швидкість рідини в трубному просторі багатоходового теплообмінника зростає (по відношенню до швидкості в одноходовому теплообміннику) в кількість разів, що дорівнює числу ходів. Розміщення поперечних перетинок в міжтрубному просторі призводить до збільшення інтенсивності теплообміну внаслідок збільшення швидкості руху теплоносія в міжтрубному просторі.



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки в кришках; 6 – перегородки в між трубному просторі.

Рисунок 7.3 – Чотирьохходовий кожухотрубний теплообмінник.

В кожухотрубних теплообмінниках один з теплоносіїв рухається в трубах, а інший в міжтрубному просторі. Існують правила, яких слід дотримуватись при тому, коли обирають де розміщувати теплоносії, в трубному чи міжтрубному просторі:

- 1) теплоносій, із якого виділяється осад, слід пропускати з того боку поверхні теплообміну, з якого легше проводити очищення;
- 2) для досягнення більшого коефіцієнта теплопередачі теплоносій з меншим коефіцієнтом тепловіддачі слід пропускати по трубах;
- 3) теплоносій, що виявляє корозійний вплив на апаратуру, доцільно пропускати по трубах, так як в цьому випадку застосування антикорозійного матеріалу необхідно тільки для труб, решіток та камер; кожух можна виготовити із звичайного матеріалу;
- 4) для зменшення витрат теплоносій з високою температурою доцільно пропускати по трубах;
- 5) теплоносій з високим тиском необхідно пропускати по трубах, щоб корпус не знаходився під надмірним тиском.

В даному випадку, коли є два теплоносія: насичена пара і 35% розчин NaOH, розчин лугу доцільно пропускати в трубному просторі, а насичену пару в міжтрубному просторі.

3. Вибір та характеристика теплоносіїв

Гідроксид натрію (каустична сода, каустик, їдкий натрій) – агресивна рідина без запаху і кольору, відносна густина 1500-1530 кг/м³, виключно добре розчиняється в воді, має в'язкість біля 50 мПа·с, широко використовується при виробництві бумаги, штучних волокон, миючих засобів, технічних мастил, як реагент чи каталізатор в хімічних реакціях, і в якості харчової добавки Е 524.

Температура кипіння водяних розчинів залежить від концентрації лугу і значно вища від температури кипіння води. Тому в якості гріючого агенту доцільно використовувати водяну пару, яка є неагресивною, доступною, нетоксичною та має відносно високі термодинамічні характеристики.

4. Вибір матеріалів теплообмінника

Основними конструкційними матеріалами для зварної, кованої та литої хімічної апаратури найрізноманітніших класів, типів і хімічно-технологічного призначення є сталі вуглецеві, низьколеговані конструкційні (вуглецеві якісні, леговані), високолеговані (корозійностійкі, жаростійкі та жароміцні), чавуни (сірі, лугостійкі) та сплави зі спеціальними властивостями.

Для обичайок, днищ, фланців, трубних решіток, болтів, трубних пучків, патрубків штуцерів та інших деталей зварної хімічної апаратури відповідального призначення, яка працює з середовищами середньої та підвищеної агресивності, найчастіше використовують сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-77. Допустима робоча температура

С, а її теплопровідність складає 17,5 Вт/м К. Для опорних лап і підкладних листів можна використати сталь Ст. 3пс ГОСТ 380-94 (сталь вуглецева звичайної якості). Допустимий тиск для такої сталі не більше

С. Для шпильок та болтів можна використати Сталь 35 ГОСТ 1050-88, а для ущільнювальних прокладок – пароніт загального призначення ГОСТ 481-80

5. Технічні вимоги до теплообмінника

Апарат призначено для підігрівання гідроксиду натрія водяною парою

1.Продуктивність по 35% водяному розчину лугу, кг/с - 3,611

7.Температура, °С:

а) розчину лугу на вході в апарат - 15

б) розчину лугу на виході з апарата - температура кипіння

розчину

3.Середовище в апараті:

а) у трубному просторі - 35% розчин лугу (вибухобезпечний, агресивний);

б) у міжтрубному просторі – водяна пара (не токсична, неагресивна)

4.Абсолютний тиск, МПа:

а) у трубному просторі 0,3

б) у міжтрубному просторі 0,3

6. Параметричний (тепловий) розрахунок

Метою даного розрахунку є визначення поверхні теплообміну і вибір теплообмінника з числа стандартних, для забезпечення ефективного процесу теплообміну і мінімальних габаритів апарата.

Розрахунок проводимо по методиці, приведеній у [1].

Вихідні дані:

розчин ,що нагрівається	-	35% водяний розчин лугу NaOH
Видаток лугу	-	3,611кг/с
Початкова температура	-	15 °С
Кінцева температура	-	температура кипіння
Гріючий агент	-	насичена водяна пара

Прийmemo для міжтрубного простору індекс "1", а для трубного простору – індекс "2". Розрахункова схема процесу теплопередачі зображена на рисунку 6.1.

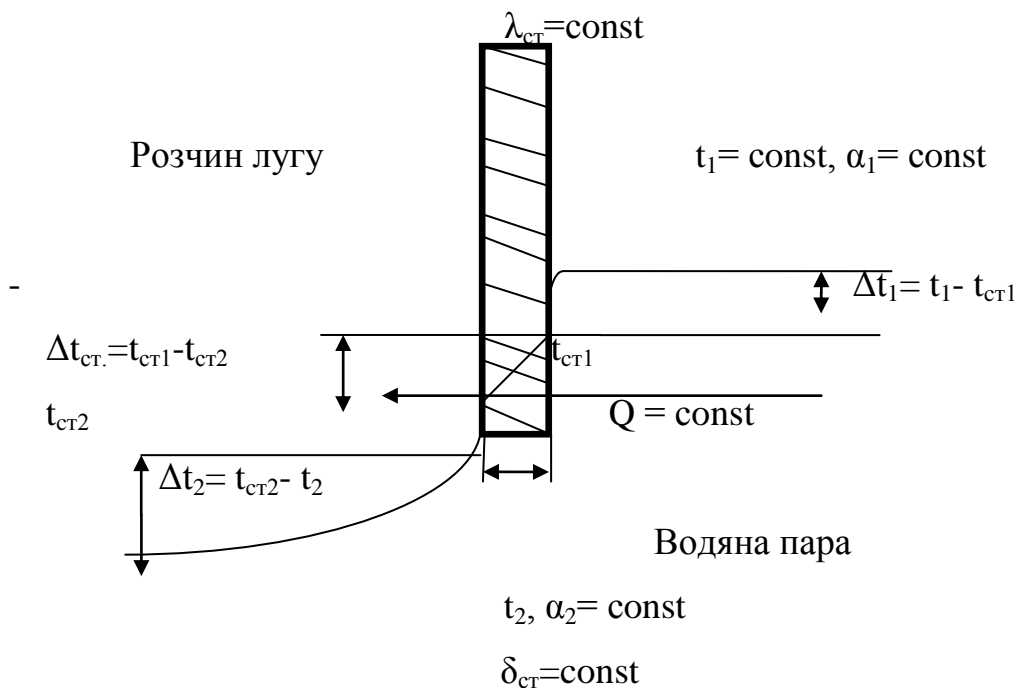


Рисунок 6.1. Розрахункова схема процесу теплопередачі.

Знайдемо температуру кипіння 35% розчину NaOH (див. Таблиця XXXVI, с. 535 [1]). Концентрація (в мас. %) водного розчину NaOH, що кипить при атмосферному тиску задана в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

Речовина	Температура кипіння, °С	
	120	125
	Температура	
NaOH, %	33,77	37,58

За допомогою інтерполяційної формули Лагранжа знаходимо:

$$t_{\text{кип}} = \frac{(0,35 - 0,3758)}{(0,3377 - 0,3758)} \cdot 120 + \frac{(0,35 - 0,3377)}{(0,3758 - 0,3377)} \cdot 125 = 121,61^{\circ}\text{C}$$

В теплообміннику гріючим агентом є насичена водяна пара. Віддаючи тепло трубці, вода конденсується при сталій температурі. Для того, щоб нагріти розчин NaOH до температури кипіння, необхідно щоб температура насиченої водяної пари була більшою на 10-20°C, ніж температура кипіння 35% розчину NaOH. Температура конденсації насиченої водяної пари залежить від тиску. таблиці (див. Таблиця LVII, с. 549 [1]) знаходимо, що при тиску 3 кгс/см², температура насиченої водяної пари 132,9°C. Таким чином при абсолютному тиску 3 кгс/см² можливо буде нагріти розчин лугу до температури кипіння.

Температурна схема:

$$\begin{array}{ccc} 132,9 & \longrightarrow & 132,9 \\ 15 & \longrightarrow & 121,61 \\ \hline \Delta t_{\text{б}}=117,9 & & \Delta t_{\text{м}}=11,29 \end{array}$$

Середня різниця температур:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{117,9 - 11,29}{2,3 \lg \frac{117,9}{11,29}} = 45,44^{\circ}\text{C}$$

Середня температура 35 % розчину NaOH:

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 132,9 - 45,44 = 87,46^\circ\text{C}$$

Знайдемо густину 35% розчину NaOH при температурі 87,46°C (див. Таблиця IV с. 512 [1]). В таблиці задано густини 30% і 40% розчинів NaOH при температурах 80 і 100 градусів Цельсія.

Таблиця 7

Речовина	Температура	
	80°C	100°C
	Густина, кг/м ³	
NaOH(40% розчин)	1389	1375
NaOH(30% розчин)	1289	1276

Спочатку знайдемо густину 35% розчину NaOH при температурах 80°C і 100°C за допомогою інтерполяційних формул Лагранжа.

Густина 35% розчину лугу при t=80°C:

$$\rho_{80} = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 1389 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 1289 = 1339 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Густина 35% розчину лугу при t=100°C:

$$\rho_{100} = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 1375 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 1276 = 1325,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Густина 35% розчину лугу при t=87,46°C:

$$\rho = \frac{(87,46 - 100)}{(80 - 100)} \cdot 1339 + \frac{(87,46 - 80)}{(100 - 80)} \cdot 1325,5 = 1333,96 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Об'ємний видаток 35% розчину луѓу:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{3,611}{1333,96} = 2,7069 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Теплоємність 35% розчину NaOH (див. Приложение III, стор. 808, [2]). В додатку задані наступні теплоємності розчинів при температурах 80° і 100°.

Речовина	Температура	
	80°С	100°С
	Питома теплоємність, ккал/кг*град	
NaOH(40%)	0,832	0,832
NaOH(30%)	0,869	0,869

Теплоємність 35% розчину NaOH при 80°С:

$$c = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,832 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,869 = 0,8505 \text{ ккал / кг} \cdot \text{град}$$

Теплоємність 35% розчину NaOH при 100°С:

$$c = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,832 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,869 = 0,8505 \text{ ккал / кг} \cdot \text{град}$$

Теплоємність 35% розчину NaOH при 87,46°С:

$$c_2 = 0,8505 \text{ ккал / кг} \cdot \text{град}$$

Теплоємність розчину лугу в системі СІ:

$$c_2 = 0,8505 \cdot 4190 = 3563,595 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{C}$$

Витрата теплоносія на нагрівання розчину лугу:

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = 3,611 \cdot 3563,6 \cdot (121,61 - 15) = 1371874,5 \text{ Вт}$$

Витрата пари з урахуванням 5% витрат:

$$G_1 = \frac{1,05Q}{r} = \frac{1371874,5 \cdot 1,05}{2171 \cdot 10^3} = 0,6635 \text{ кг} / \text{с} ,$$

де r – питома теплота конденсації водяної пари (таблиця LVII, стор. 549 [1]).

Прийmemo значення коефіцієнта теплопередачі $K_{\min} = 450 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{К}$ (таблиця 4.8, стор. 172 [1]). Тоді максимальна площа поверхні теплообміну становить:

$$F_{\max} = \frac{Q}{K_{\min} \Delta t_{cp}} = \frac{1371874,5}{450 \cdot 45,44} = 67,09 \text{ м}^2$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості 35% розчину NaOH (таблиця IX, стор. 516 [1]). В додатку задані наступні динамічні коефіцієнти в'язкості розчинів при температурах 80 і 100 °С.

Речовина	Температура	
	80°C	100°C
	Динамічний коефіцієнт в'язкості, мПа·с	
NaOH(40%)	3,62	2,72
NaOH(30%)	2,16	1,82

Динамічний коефіцієнт в'язкості 35% розчину лугу при $t=80^\circ\text{C}$:

$$\mu_{80} = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 3,62 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 2,16 = 2,89 \text{ мПа} \cdot \text{с}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості 35% розчину лугу при $t=100^\circ\text{C}$:

$$\mu_{100} = \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 2,72 + \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 1,82 = 2,27 \text{ мПа} \cdot \text{с}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості 35% розчину лугу при $t=87,46^\circ\text{C}$:

$$\mu_2 = \frac{(87,46 - 100)}{(80 - 100)} \cdot 2,89 + \frac{(87,46 - 80)}{(100 - 80)} \cdot 2,27 = 2,6587 \text{ мПа} \cdot \text{с}$$

Теплообмін був би більше ефективним, якби теплоносій рухався в турбулентному режимі. Але через те, що розчин лугу має високу в'язкість, що призведе при такому режимі руху до значного гідравлічного опору трубного простору і значних витрат енергії на його перекачування, то буде доцільним, щоб розчин лугу рухався по трубах при ламінарному режимі, $Re_2=2000$. Тоді швидкість лугу в трубах дорівнює:

$$\omega_2 = \frac{2000\mu_2}{d_2\rho_2} = \frac{2000 \cdot 2,6587 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1333,9645} = 0,1898 \text{ м/с}$$

Необхідна кількість труб:

$$n = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot \omega_2} = \frac{0,0027069}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,1898} = 41,2 \approx 42$$

З таблиці (XXX4.[1]) знаходимо, що є чотирьох ходовий теплообмінник діаметром 600мм з числом труб 232, розмірами 25/21, площею теплообміну 72 м², і довжиною труб 4м. Цей теплообмінник найкраще підходить для заданого процесу нагрівання серед інших можливих типорозмірів кожухотрубчатих теплообмінників. Розрахуємо цей теплообмінник.

Уточнюємо значення критерія Рейнольдса:

$$Re_2 = 2000 \frac{n'}{n} = 2000 \frac{42}{232/4} = 1448,28$$

Визначимо коефіцієнт теплопровідності для розчину луку. З таблиці беремо наступні дані:

Речовина	Температура	
	80°C	100°C
	Теплопровідність, ккал/м*ч*град	
NaOH (40%)	0,48	0,483
NaOH (30%)	0,484	0,487

Коефіцієнт теплопровідності 35% розчину NaOH при температурі 80°C:

$$\lambda_{80} = \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,48 + \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,484 = 0,482 \text{ ккал / м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$$

Коефіцієнт теплопровідності 35% розчину NaOH при температурі 100°C:

$$\lambda_{100} = \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,483 + \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,487 = 0,485 \text{ ккал / м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$$

Коефіцієнт теплопровідності 35% розчину NaOH при температурі 87,46°C:

$$\lambda = \frac{(87,46 - 100)}{(80 - 100)} \cdot 0,482 + \frac{(87,46 - 80)}{(100 - 80)} \cdot 0,485 = 0,4831 \text{ ккал / м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$$

Переведемо коефіцієнт теплопровідності в систему СІ:

$$\lambda_2 = 0,4831 \cdot 1,16 = 0,5604 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Критерій Прандтля для розчину NaOH при температурі 87,46°C:

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{3563,6 \cdot 2,659 \cdot 10^{-3}}{0,5604} = 16,908$$

Визначимо коефіцієнт β об'ємного розширення для розчину лугу. З таблиці беремо наступні дані:

Речовина	Температура	
	80°C	100°C
	В*10 ³ 1/град	
NaOH (40%)	0,5	0,51
NaOH (30%)	0,52	0,55

Коефіцієнт β об'ємного розширення 35% розчину NaOH при температурі 87,46°C:

$$\beta_{80} = \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,5 + \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,52 = 0,51 / \text{град}$$

Коефіцієнт β об'ємного розширення 35% розчину NaOH при температурі 100°C:

$$\beta_{100} = \frac{(0,35 - 0,40)}{(0,30 - 0,40)} \cdot 0,51 + \frac{(0,35 - 0,30)}{(0,40 - 0,30)} \cdot 0,55 = 0,53 / \text{град}$$

Коефіцієнт β об'ємного розширення і 35% розчину NaOH при температурі 87,46°C:

$$\beta = \frac{(87,46 - 100)}{(80 - 100)} \cdot 0,51 + \frac{(87,46 - 80)}{(100 - 80)} \cdot 0,53 = 0,5174 / \text{град}$$

Для розрахунку критерію Грасгофа в першому наближенні задамося різницею температур між стінкою і розчином лугу 25 °C:

$$Gr_2 = \frac{g \cdot l^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \beta \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 1333,96^2}{(2,659 \cdot 10^{(-3)})^2} \cdot 0,0005174 \cdot 25 = 295761,92$$

Поправку Міхеєва для випадку нагрівання рідини приймаємо рівною 1,05. Число Нуссельта знаходимо із критеріального рівняння для ламінарного руху рідини:

$$Nu = 0,17 \cdot Re_2^{0,33} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot Gr_2^{0,1} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} = 0,17 \cdot 1448,28^{0,33} \cdot 16,908^{0,43} \cdot 295761,92^{0,1} \cdot 1,05 = 23,44$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до розчину лугу:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{23,44 \cdot 0,5604}{0,021} = 625,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари. Приймаємо, що теплообмінник вертикальний з висотою труби $H=4$ м, Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі використаємо формулу(1):

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \lambda \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \phi \cdot n}{\mu \cdot G}} = 3,78 \cdot 0,6857 \sqrt[3]{\frac{934,883^2 \cdot 0,025 \cdot 232}{0,0002079 \cdot 0,6635}} = 8189 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

де параметри конденсату (λ , ρ , μ) вибрані при температурі насиченої пари (132,9 °С) (таблиця XXXIX, стор. 537 [1]).

Прийmemo теплопровідність з боку гріючої пари $1/r=5800$ Вт/(м²К), теплопровідність з боку розчину лугу $1/r=5800$ Вт/(м²К). Тоді сумарна теплопровідність:

$$\sum r_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5800}} = 2580 \frac{Вт}{м^2 К}$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8189} + \frac{1}{2580} + \frac{1}{625,5}} = 476,19 \frac{Вт}{м^2 К}$$

Поверхнева густина теплового потоку:

$$q = K \Delta t_{cp} = 476,9 \cdot 45,44 = 21638,09 \frac{Вт}{м^2}$$

$$\Delta t_2 = q / \alpha_2 = 21638.09 / 625.5 \approx 34,6^\circ C$$

$$t_{cm2} = t_2 + \Delta t_2 = 87,46 + 34,6 = 122,06^\circ C$$

Розрахована різниця температур між стінкою і розчином лугу (34,6°C) значно відрізняється від раніше прийнятого значення(25°C). Для другої ітерації вибираємо:

$$\Delta t = 34^\circ C$$

$$Gr_2 = \frac{g \cdot l^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \beta \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 1333,96^2}{(2,659 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 0,0005174 \cdot 34 = 402236,2$$

Критерій Нуссельта:

$$Nu = 0,17 \cdot Re_2^{0,33} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot Gr_2^{0,1} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} = 0,17 \cdot 1448,28^{0,33} \cdot 16,908^{0,43} \cdot 402236,2^{0,1} \cdot 1,05 = 24,1683$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до розчину лугу:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{24,1683 \cdot 0,5604}{0,021} = 644,95 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\sum r_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5800}} = 2580 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8189} + \frac{1}{2580} + \frac{1}{644,95}} = 485,44 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Поверхнева густина теплового потоку:

$$q = K \Delta t_{cp} = 485,44 \cdot 45,44 = 22058,4 \frac{Bm}{m^2}$$

$$\Delta t_2 = q / \alpha_2 = 22058,25 / 644,95 \approx 34,2^\circ C$$

$$t_{cm2} = t_2 + \Delta t_2 = 87,46 + 34,2 = 121,66^\circ C$$

Після декількох екстраполявань визначимо коефіцієнт теплопровідності для 35% розчину лугу при температурі 121,66°C (див. Приложение III, стор. 810, [2]), динамічний коефіцієнт в'язкості розчину NaOH (таблиця IX, стор. 516 [1]), теплоємність розчину NaOH (див. Приложение III, стор. 808, [2]).

$$Pr_{cm2} = \frac{3563,59 \cdot 2,047 \cdot 10^{-3}}{0,5692} = 12,815$$

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} = \left(\frac{16,908}{12,815} \right)^{0,25} = 1,071$$

$$\delta = \frac{1,05 - 1,071}{1,05} \cdot 100\% = 2\%$$

Таким чином, отримане значення $\Delta t_2 = 34,2^\circ C$ практично співпадає з прийнятим наближенням $34^\circ C$. Вважаємо точність розрахунку прийнятною.

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{1371874,5}{485,43 \cdot 45,44} = 62,19 m^2$$

Визначимо запас поверхні теплообміну:

$$\frac{F - F_p}{F_p} = \frac{72 - 62,19}{62,19} \cdot 100\% = 15,77\%$$

Запас площі поверхні теплообміну достатній. Через те, що середня різниця температур $\Delta t_{cp} = 45,44^\circ C$, що більше допустимого значення $40^\circ C$, прийmemo тип апарату ТК.

7. Висновок

В результаті теплового розрахунку, були визначені основні параметри процесу теплообміну.

Параметри процесу теплообміну

Параметр	Значення
Необхідна поверхня теплообміну, m^2	62,19
Коефіцієнт тепловіддачі (від пари до труби), $Вт/м^2К$	8189
Коефіцієнт тепловіддачі (від труби до розчину лугу), $Вт/м^2К$	644,95
Коефіцієнт теплопередачі, $Вт/м^2К$	485,44
Режим руху розчину лугу	Ламінарний
Критерій Рейнольдса	1448,28
Швидкість руху розчину лугу, $м/с$	0,1898
Об'ємний видаток розчину лугу, $м^3/с*10^4$	2,7069
Масовий видаток розчину лугу, $кг/с$	3,611

Найбільш оптимальним для нагрівання 35% розчину NaOH від 15°C до температури кипіння є багатходовий теплообмінник із наступною характеристикою.

Характеристика теплообмінника

Тип теплообмінника	ТК
Кількість ходів	4
Площа поверхні теплообміну, m^2	72
Довжина труб, $м$	4
Кількість труб	58

Внутрішній діаметр труби, м	0,021
Товщина стінки труби, м	0,002
Робочий тиск, кгс/см ² (кПа)	3

Площа поверхні теплообміну теплообмінника – 72 м². Розрахункова площа теплообміну – 62,19 м². Запас поверхні теплообміну – 15,77%. Теплообмінник має бути з лінзовим компенсатором (тип ТК), оскільки різниця температур теплоносіїв, більша за 40°С, тому що подовження труб і кожуха неоднакові.

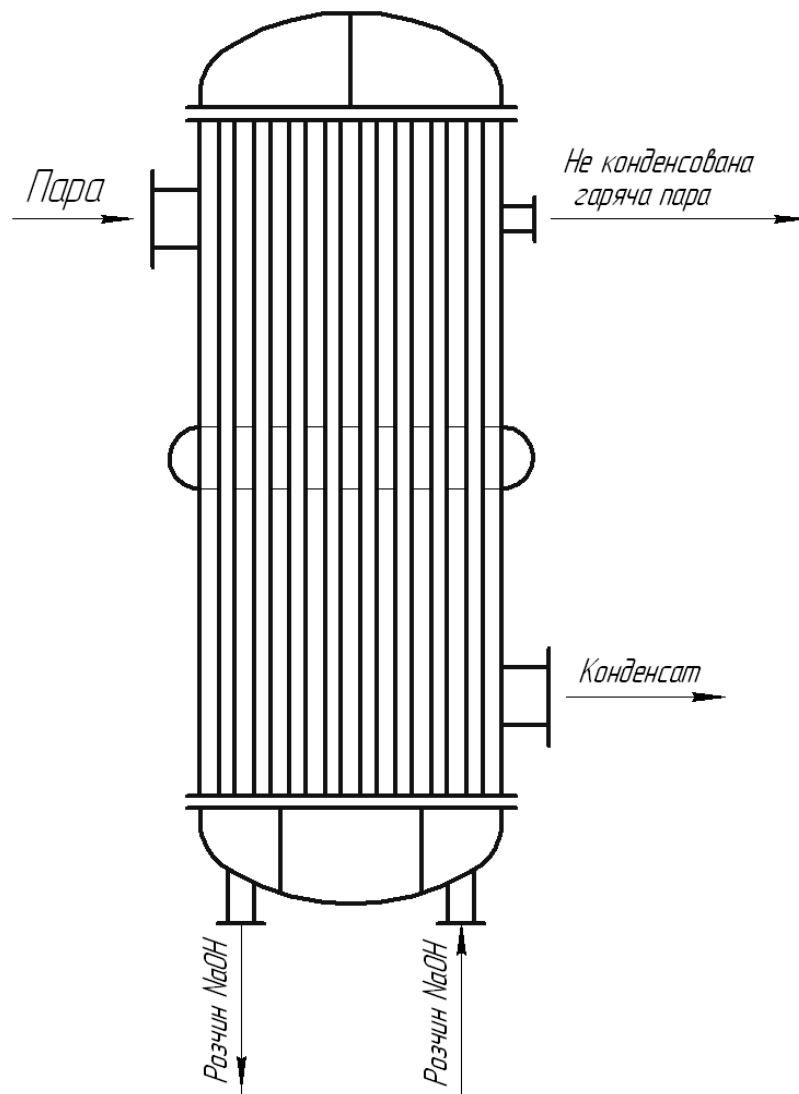


Рисунок 7.1 Схема підігрівача

Розчин подається в трубному просторі. Водяна пара подається у верхній патрубок, конденсуючись на трубах, конденсат стікає до низу. Такий рух теплоносіїв найбільш раціональний. Так як NaOH є агресивним середовищем доцільно було б вибрати для виготовлення основних вузлів і деталей теплообмінника нержавіючу сталь марки 08X18H10T.

8. СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Приклади та задачі з курсу процесів та апаратів хімічної технології. – Л.: Хімія, 1987. – 576 с.
4. Процеси та апарати хімічної технології: навч. Посібник з курсового проектування/ А.І.Дубінін, Р.І. Гіврілов, І.О. Гузьова; за ред. / А.І.Дубінін. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 360с.
5. https://www.academia.edu/28031591/Dubinina_i_gavriliv_r_i_guzova_i_o_protsezi_ta_aparati_khi
6. Методичні вказівки по виконанню обчислювальної техніки по курсу “Машини та апарати хімічних виробництв алгоритм розрахунку реактора-полімеризатора” Київ КПІ 1981, 39 с.
7. Оформлення графічної документації. Методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / Укл. В.М. Марчевський. К. КПІ – 1989.
8. Довідник хіміка. - М. - Л.: Держхімвидавництво, 1963, Т.1, 1071 с.
9. 17. Довідник хіміка. - М. - Л.: Держхімвидавництво, 1963, Т.3, 1008 с.
10. Фізична хімія. Під ред. Стромберг А.Г. М.: - Вища школа, 1988, 496 с.
11. Вимоги до оформлення текстової документації. Методичні вказівки до виконання курсових, бакалаврських і дипломних проектів. Укл. Степанюк А.Р., Швед М.П.
12. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи для студентів напрямку підготовки: 6.051301 «Хімічна технологія» з дисципліни «Процеси та апарати хімічних виробництв» : [Електронний ресурс]: /

НТУУ „КПІ”; уклад. М.П. Швед, Д.М. Швед. – Київ: НТУУ „КПІ”, 2017.
– 38 с.

- 13.Марчевський В.М. Конструкторська документація курсових і дипломних проектів: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. – К.: Норіта-плюс, 2006.
– 280 с.: іл. ISBN 966-2975-04-7.

Додаток Б

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКУ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО ”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних
виробництв**

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

на тему: **Розрахунок вакуум – випарної установки**

Варіант №11

з дисципліни: «Процеси та обладнання хімічної технології-1.
Теплові процеси»

Виконав студент групи ХО-81 _____ **Юрій МАГДИЧ**

(підпис, дата)

Керівник роботи, доц. _____ **Микола ШВЕД**

(підпис, дата)

Київ 2022

Вибір матеріалів апарата, 5) Технічні вимоги до апарату, 6) Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції, 7) Висновки, 8) Перелік посилань.

5.Перелік графічного (ілюстрованого) матеріалу: Розрахункові схеми та схематичне зображення апарату.

6.Дата видачі завдання: „___” _____ 2022р.

Завдання прийняв до виконання студент групи ХО-81 _____ Юрій МАГДИЧ
(підпис, дата)

Керівник роботи, доц. _____ Микола ШВЕД
(підпис, дата)

ЗМІСТ

Вступ

1.	Класифікація та опис конструкцій випарних апаратів	
2.	Розрахунок випарної установки.	
2.1	Розрахунок поверхні теплопередачі	
7.1.1	Концентрація розчину, що випарюється	5
7.1.2	Температури кипіння розчинів	6
7.1.3	Корисна різниця температур	8
7.1.4	Визначення теплових навантажень	9
7.1.5	Вибір конструкційного матеріалу	0
7.1.6	Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі	0
7.1.7	Розподіл корисної різниці температур	3
3.	Визначення товщини теплової ізоляції	4
4.	Розрахунок барометричного конденсатора	4
4.1.	Видаток охолоджуючої води	5

4.2 Діаметр конденсатора

ЛН71.ХХХХХХ.001 ПЗ 5

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.	1	1.3	Швед		Висота барометричної труби Розрахунок вакуум – випарної установки			
Перевір.							180	142
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								

	5
2. Висновки	
	7
5.1 Технічні характеристики апарата	
	7
5.2 Технічні характеристики барометричного конденсатора	
	7
3. Схема апарата	
	8
4. Перелік посилань	
	9

КПІ «і.м. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО »
КАФ МАХНВ

Вступ

Випарюванням називають концентрування розчинів практично нелетких або мало летких речовин в рідких летких розчинниках.

При випарюванні зазвичай здійснюється часткове видалення розчинника із всього об'єму розчину при його температурі кипіння. Тому випарювання принципово відрізняється від випаровування, котре, як відомо, проходить з поверхні розчину при будь-яких температурах нижче температури кипіння.

Отримання висококонцентрованих розчинів, практично сухих і кристалічних продуктів здешевлює і полегшує їх транспортування і зберігання.

В промисловості зазвичай випарювання проводять у спеціальних приладах — випарних апаратах. Мета даної роботи полягає у тому, щоб для процесу випарювання за заданими параметрами розрахувати випарну установку, а також вибрати випарний апарат із стандартних випарних апаратів.

					<i>ЛН71.ХХХХХХ.001ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		182

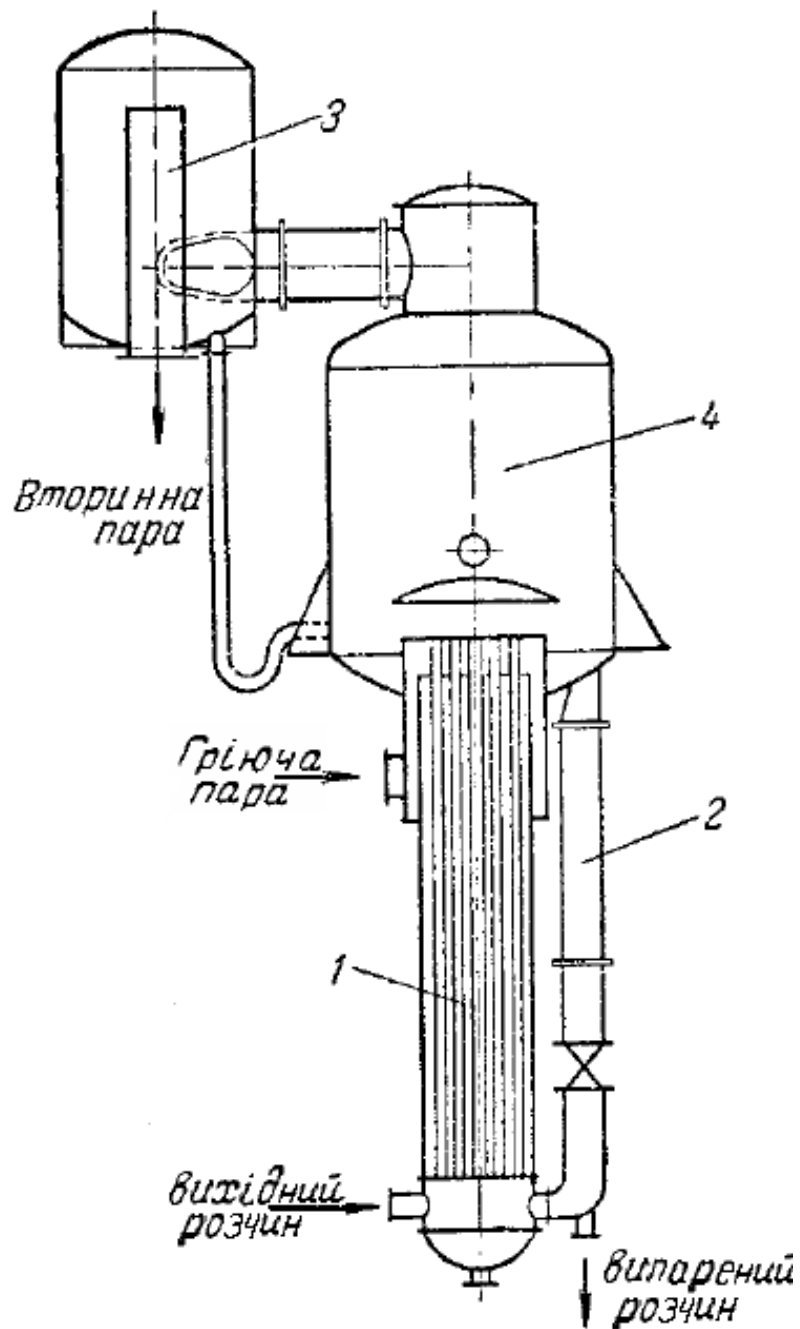
1. Класифікація та опис конструкцій випарних апаратів

Різні конструкції випарних апаратів, що застосовуються в промисловості, можна класифікувати по типу поверхні нагріву (змійовики, трубчатки різних видів) і по її розміщенню в просторі (апарати з вертикальною, горизонтальною, іноді з похилою поверхнею нагріву), по роду теплоносія (водяна пара, високотемпературні теплоносії, електричний струм і ін.), а також в залежності від того, рухається теплоносій ззовні чи в середині труб назріваючої камери. Однак більш суттєвою ознакою випарних апаратів, що характеризує інтенсивність їх дії, слід приймати вид і кратність циркуляції розчину.

Розрізняють випарні апарати з неорганізованою, або вільною, направленою, невимушеною і вимушеною циркуляцією розчину.

Випарні апарати також поділяють на апарати прямоточні, в яких випарювання розчину проходить за один його прохід крізь апарат без циркуляції розчину і апарати, що працюють з багатократною циркуляцією розчину.

Випарний апарат з виносною циркуляційною трубою



Випарний апарат з виносною циркуляційною трубою:
1 – нагрівальна камера; 2 – циркуляційна труба; 3 – відцентровий
бризкоуловлювач; 4 – сепараційний (паровий) простір.

Призначення. Випарювання розведених розчинів.

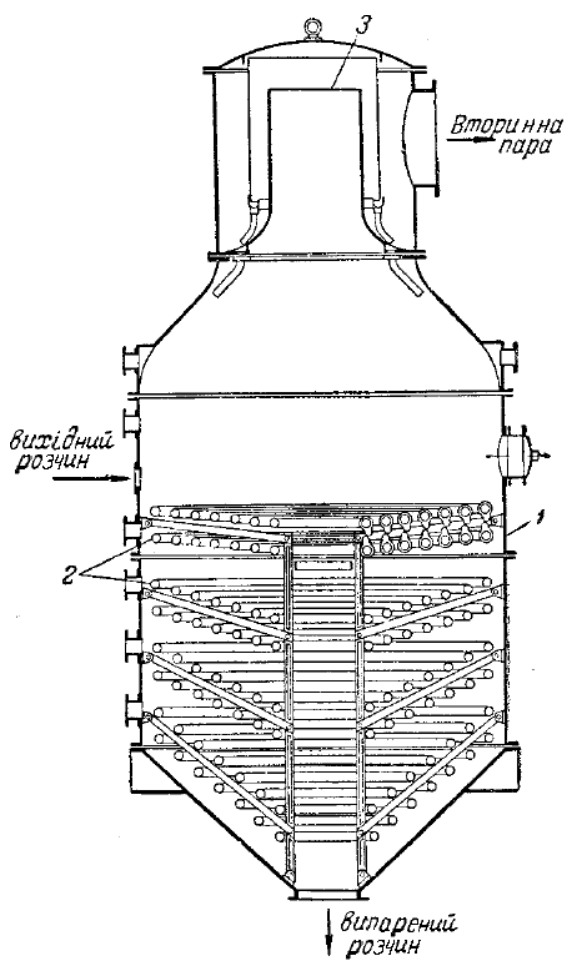
Принцип дії. При розміщенні циркуляційних труб за межами корпуса апарата діаметр нагрівальної камери 1 може бути зменшений порівняно з

камерою попереднього апарата., а циркуляційні труби 2 компактно розміщені навколо нагрівальної камери. Відцентровий бризкоуловлювач 3 для осушки вторинної пари також винесений за межі сепараційного (парового) простору 4 апарата.

Переваги. Невимушена циркуляція розчину посилюється за рахунок того, що розчин на низхідній ділянці циркуляційного контуру лише охолоджується. Більш інтенсивна тепловіддача і менші витрати металу на квадратний метр поверхні нагріву порівняно з апаратами з підвісною нагрівальною камерою або центральною циркуляційною трубою.

Недоліки. Збільшується складність конструкції. Неможливість випарювання розчинів, що кристалізуються.

Змійовиковий випарний апарат



Змійовиковий випарний апарат:

1 – корпус; 2 – парові змійовики; 3 – бризкоуловлювач

Призначення. Випарювання розведених розчинів. Можливе випарювання невеликих кількостей хімічно агресивних речовин.

Принцип дії. В корпусі 1 такого апарата розміщені парові зміювики 2, а в паровому просторі встановлено бризкоуловлювач 3. При проходженні крізь бризкоуловлювач потік вторинної пари змінює напрямок свого руху, і з нього виділяються унесені вносені парові краплі рідини.

Переваги. Велика поверхня теплообміну. Можливість випарювання хімічно агресивних речовин. Компактніші, порівняно з випарними апаратами з рубашкою і відрізняються дещо більшою інтенсивністю тепловіддачі.

Недоліки. Очистка і ремонт зміювиків значно ускладнені.

Випарний апарат з горизонтальною виносною нагрівальною камерою

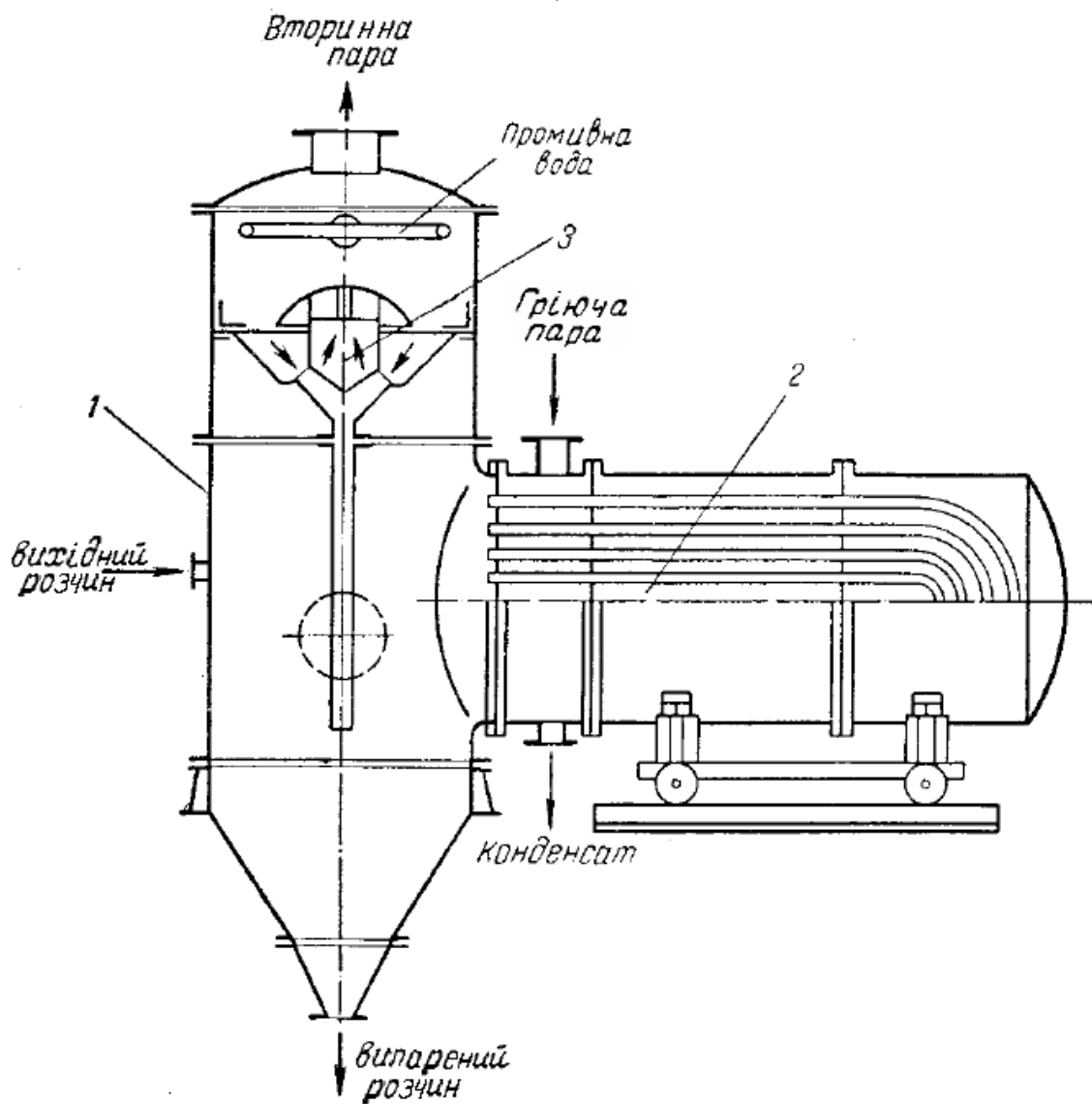
Призначення. Для випарювання концентрованих розчинів, а також розчинів що кристалізуються.

Принцип дії. Кипіння розчину в такому апараті проходить в горизонтальних трубах, приєднаних до корпусу 1 нагрівальної камери 7. В міжтрубному просторі камери рухається гріюча пара. Вторинна пара видаляється зверху корпусу апарата, пройшовши бризкоуловлювач 3, а випарений розчин – крізь штуцер в нижній частині конічного дна корпусу апарата. Якщо випарювання проводяться одночасно з кристалізацією то з конічного дна видаляються кристали і апарат з'єднується зі збірником чи фільтром.

Переваги. Можливість легкого від'єднання нагрівальної камери, встановленої на візку, для чистки, ремонту та заміни.

Недоліки. Умови кипіння розчину в трубах не є сприятливими, оскільки в них утворюються застійні зони, що знижують інтенсивність циркуляції і зменшують теплопередачу, а іноді призводять до місцевої кристалізації

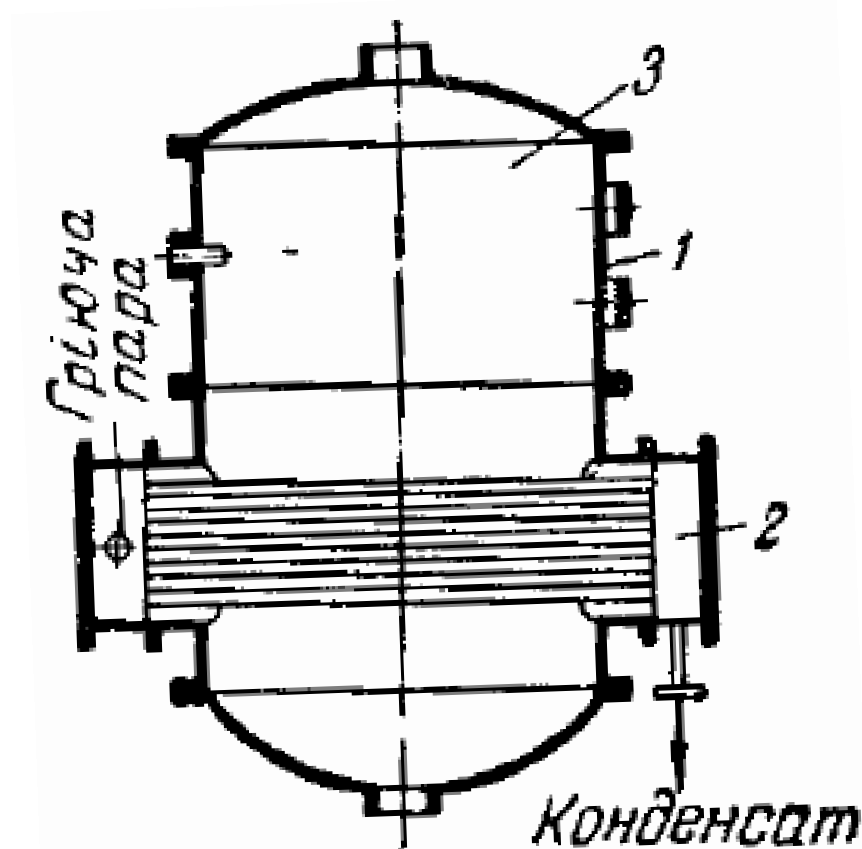
речовин. Громіздка конструкція апарата. Очистка U-подібних ускладнена, а витрати металу на одиницю поверхні нагріву значні.



Випарний апарат з горизонтальною виносною нагрівальною камерою:

1 – корпус; 2 – нагрівальна камера; 3 – бризковловлювач

Випарний апарат з горизонтальною трубчатою нагрівальною камерою і вертикальним циліндричним корпусом



Випарний апарат з горизонтальною трубчатою нагрівальною камерою і вертикальним циліндричним корпусом:

1 – корпус; 2 – нагрівальна камера; 3 – сепаратор

Призначення. Випарювання розведених розчинів.

Принцип дії. В нижній частині корпусу 1 таких апаратів знаходиться нагрівальна камера 2, що складається з пучка горизонтальних труб, по яким рухається гріюча пара. Верхня частина корпусу слугує сепаратором 3, призначеного для зменшення механічного унесення рідини паром.

Переваги. Даний тип випарних апаратів вигідно відрізняється від вертикальних меншою висотою шару розчину, що випарюється, що значно знижує температурні втрати внаслідок гідростатичної депресії. Крім того

горизонтальні апарати мають більший об'єм парового простору, що полегшує випарювання в них розчинів, які сильно піняться.

Недоліки. Громіздкість і металоємність конструкції. Непридатність для випарювання розчинів, що кристалізуються із-за складності механічної очистки зовнішньої поверхні труб. Невисокі коефіцієнти тепловіддачі в горизонтальних парових трубах (всередині котрих збирається шар конденсату).

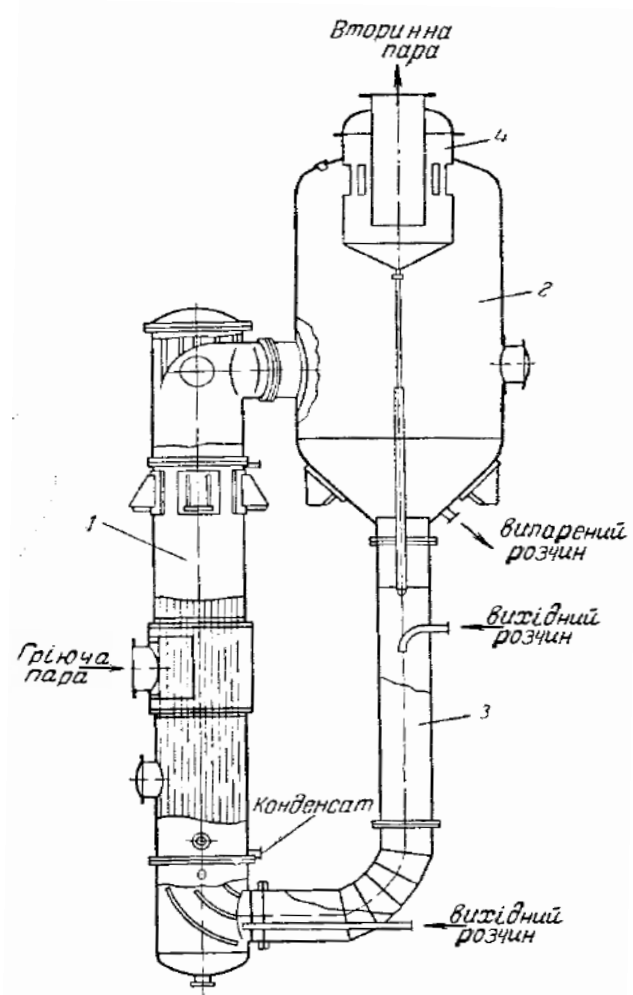
Випарний апарат з виносною нагрівальною камерою

Призначення. Випарювання розведених розчинів.

Принцип дії. Вихідний розчин подається під нижню трубну решітку нагрівальної камери і, піднімаючись по кип'ятильним трубам, випарюється. Іноді подачу вихідного розчину проводять, як показано на рисунку, в циркуляційну трубу. Вторинна пара відокремлюється від рідини в сепараторі 7. Рідина опускається по циркуляційній трубі 3, яка не обігривається, змішується з вихідним розчином, і цикл циркуляції повторюється знову. Вторинна пара, пройшовши бризкоуловлювач 4, видаляється зверху сепаратора. Випарений розчин відбирається крізь боковий штуцер в кінчному дні сепаратора.

Переваги. При розміщенні нагрівальної камери за межами корпусу апарата є можливість збільшити інтенсивність випарювання не тільки за рахунок збільшення різниці густин рідини і парорідинної суміші в циркуляційному контурі, але і за рахунок збільшення довжини кип'ятильних труб.

Виносна нагрівальна камера 1 легко відділяється від корпусу апарата, що полегшує і прискорює її чистку. Ревізію та ремонт нагрівальної камери можна проводити без повної зупинки апарата, якщо приєднати до його корпусу дві камери.



**Випарний
виносною
камерою:**

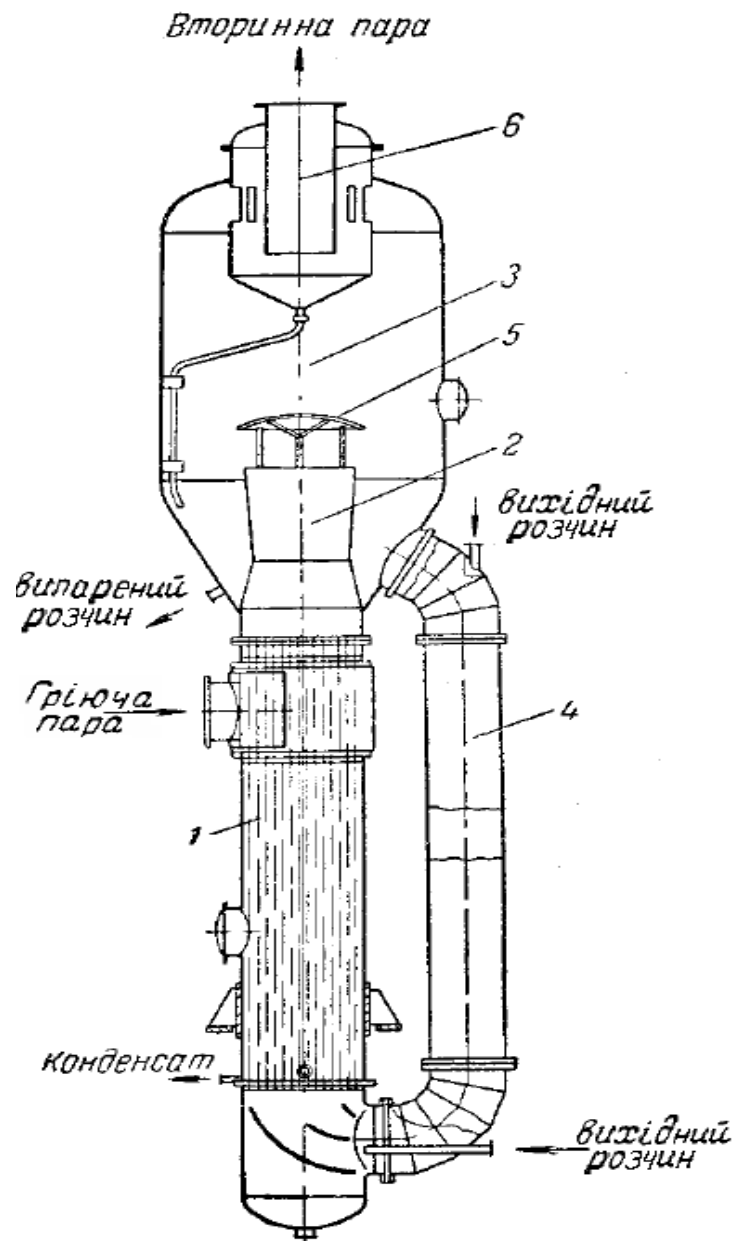
**апарат з
нагрівальною**

1 – нагрівальна камера; *2* – сепаратор; *3* – необігриваєма циркуляційна труба; *4* – бризкоуловлювач

Швидкість циркуляції в апаратах з виносною нагрівальною камерою може досягати 1,5 м/с, що дозволяє випарювати в них концентровані розчини і розчини що кристалізуються, не побоюючись занадто швидкого забруднення поверхні теплообміну. Завдяки універсальності, зручності експлуатації і гарній теплопередачі апарати такого типу отримали широке поширення.

Недоліки. Складність та дорожня конструкції. Неможливість випарювання розчинів, що кристалізуються.

Випарний апарат з винесено зоною кипіння



Випарний апарат з винесено зоною кипіння:

1 – нагрівальна камера; 2 – труба скипання; 3 – сепаратор; 4 – необігріваема циркуляційна труба; 5 – відбійник; 6 – бризкоуловлювач

Призначення. Випарювання розчинів що кристалізуються, що мають помірну в'язкість.

Принцип дії. Розчин для випарювання подається знизу в нагрівальну камеру 1 і, підіймаючись по трубах (довжиною 4-7 м) вгору, внаслідок

гідростатичного тиску не закипає в них. По виходу з кип'ятильних труб розчин потрапляє в трубу скипання 2, що розширюється догори, яку встановлено над нагрівальною камерою в нижній частині сепаратора 3. Внаслідок пониження тиску в цій трубі розчин скипає, і, таким чином, пароутворення проходить за межами поверхні нагріву.

Циркулюючий розчин опускається по зовнішній трубі 4, що не обігривається. Випарений розчин відводиться з кармана в нижній частині сепаратора 3. Вторинна пара, пройшовши відбійник 5 і бризкоуловлювач 6, видаляється зверху апарата. Вихідний розчин подається або в нижню частину апарата (під трубку решітку нагрівальної камери), або зверху в циркуляційну трубу 4.

Переваги. Значно зменшено забруднення поверхні теплообміну при випарюванні розчинів, що кристалізуються, шляхом збільшення швидкості циркуляції розчину і винесення зони його кипіння за межі нагрівальної камери.

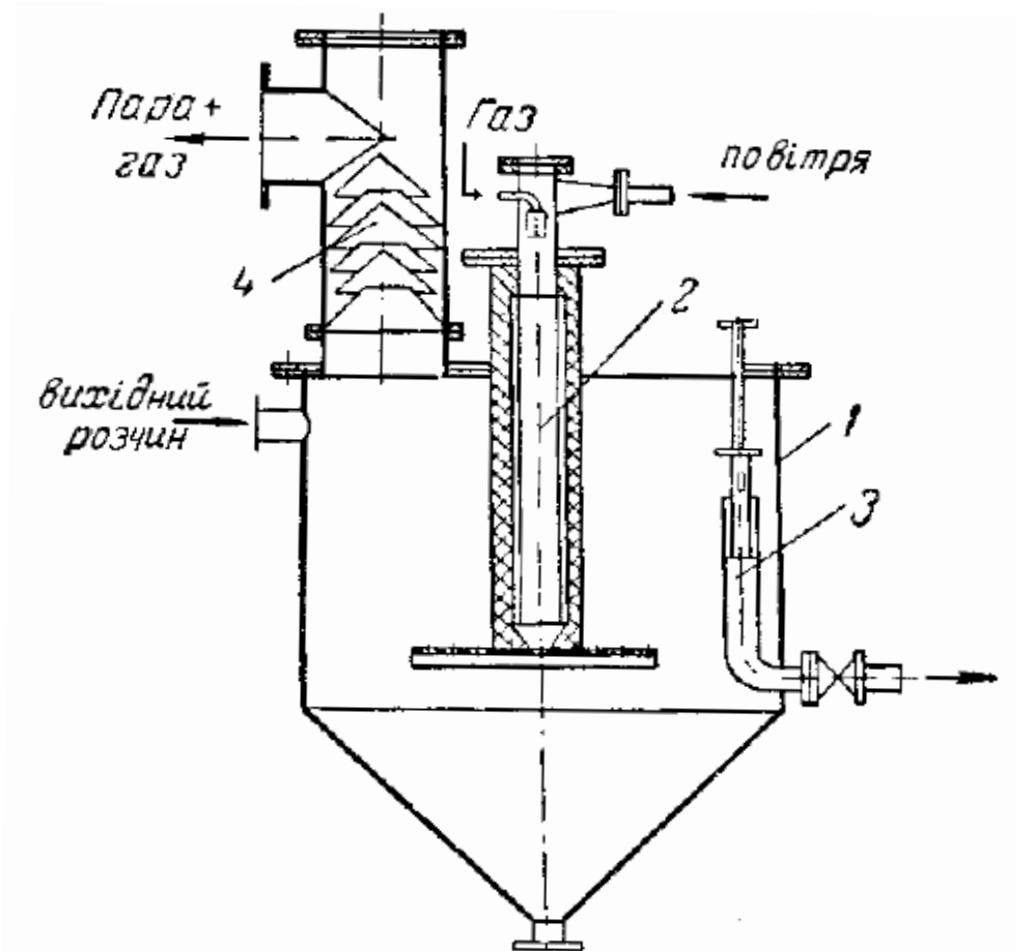
Значно знижується бризкоунесення. Киплячий розчин не дотикається до поверхні теплообміну, що зменшує відкладення накипу.

У зв'язку зі значним перепадом температур (до $\sim 30^{\circ}\text{C}$) між граючою парою і розчином і малої втрати напору в зоні кипіння швидкість циркуляції в цих апаратах досягає 1,8-2 м/с.

Збільшення швидкості призводить до збільшення продуктивності і інтенсифікації теплообміну. Коефіцієнти тепловіддачі в цих апаратах досягають 3000 $\text{вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$.

Недоліки. Складність конструкції.

Випарний апарат з зануреним пальником



Випарний апарат з зануреним пальником:

1 – корпус; 2 – пальник; 3 – переливна труба; 4 - сепаратор

Призначення. Для випарювання деяких сильно агресивних і висококиплячих розчинів, наприклад розчинів сірної, соляної, фосфорної кислот та ін.

Принцип дії. В плоскій кришці корпуса 1 апарата розміщен один пальник 2 (як зображено на рисунку) або декілька пальників, занурених під рівень розчину що випарюється. Рівень розчину в апараті підтримується постійним за допомогою переливної труби 3. Випарений розчин відводить з конічного дна апарата, а кристали, що випадають, тут відсмоктуються за допомогою ерліфта. Паро-рідинна суміш відводиться із простору над рідиною через сепаратор 4.

Переваги. При барботуванні нагрітих газів через шар розчину створюється значна міжфазна поверхня і проходить перемішування рідин бульбашками газу. В результаті досягається інтенсивний теплообмін. Можливість випарювання сильно агресивних розчинів.

Недоліки. Складність конструкції. Висока собівартість.

Випарний апарат з вимушеною циркуляцією

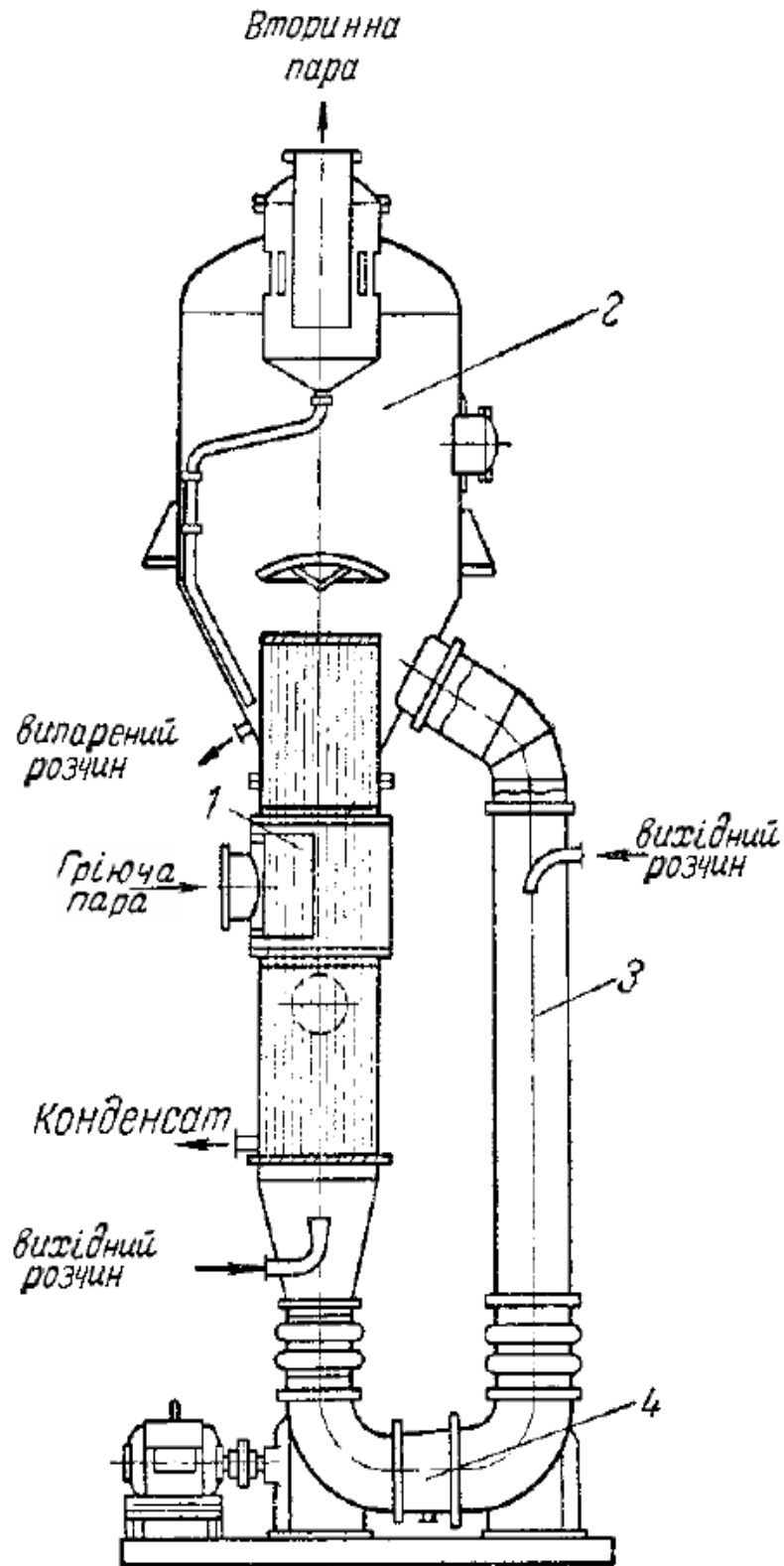
Призначення. Для випарювання розчинів, що кристалізуються та утворюють накип.

Принцип дії. Апарат має виносну нагрівальну камеру 1, сепаратор 2 і циркуляційну трубу 3, що не обігривається, в яку подається вихідний розчин. Циркуляція розчину проводиться насосом 4.

При великій швидкості руху розчину що випарюється кипіння його проходить на короткій ділянці перед виходом із кип'ятильних труб. Таким чином, зона кипіння виявляється переміщеною в саму верхню частину нагрівальної камери. На більшій частині довжини труб рідина лише трохи перегрівається. Це пояснюється тим, що тиск внизу труби більше тиску поблизу її верхнього краю на величину гідростатичного тиску стовпа рідини і гідравлічного опору труби.

Переваги. Значна швидкість циркуляції протидіє утворенню накипу та кристалізації. Швидкість циркуляції не залежить від рівня рідини в трубах, а також від інтенсивності пароутворення.

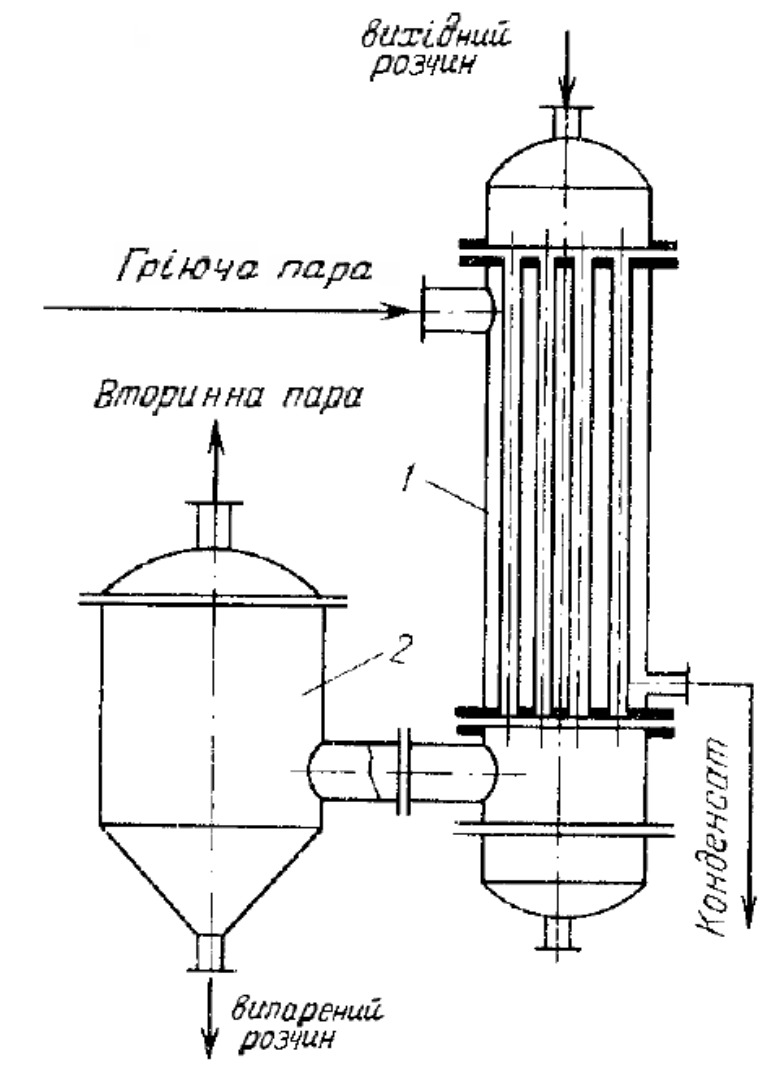
Недоліки. Складність конструкції. Відносно висока собівартість.



Випарний апарат з вимушеною циркуляцією:

- 1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – циркуляційний насос.

Випарний плівковий апарат з низхідною плівкою



Випарний плівковий апарат з низхідною плівкою:

1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – бризкоуловлювач

Призначення. Ці апарати б

Переваги. Можливість випарювати розчини, що схильні до піноутворення.

Недоліки. Висока чутливість до зміни навантаження по рідині, особливо при малих видатках розчинів. Існує визначений мінімальний видаток розчину, нижче якого не вдається досягти повного змочування поверхні теплопередачі. Це може призвести до місцевого перегріву трубок, виділенню твердих осадів,

різкому зниженню інтенсивності теплопередачі. Неможливо випарювати розчини, що кристалізуються. Потрібні великі промислові приміщення.

2. ПАРАМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Визначення поверхні теплопередачі випарних апаратів

Поверхня теплопередачі кожного корпусу випарної установки визначається з основного рівняння теплопередачі:

$$F = Q / (K \Delta t_k).$$

Для визначення теплових навантажень Q , коефіцієнтів теплопередачі K і корисних різниць температур Δt_k необхідно знати розподіл води, що випарюється, концентрації розчинів і їх температури кипіння по корпусах. Ці величини знаходять за методом послідовних наближень.

Перше наближення

Продуктивність установки по воді, що випарюється визначається з рівняння матеріального балансу:

$$W = G_n (1 - x_n / x_k).$$

Підставивши, отримаємо:

$$W = 20000 (1 - 14 / 37) / 3600 = 3.45 \text{ кг / с}$$

2.1.1 Концентрація розчину, що випарюється

Розподіл концентрацій розчину по корпусах установки залежить від співвідношення навантажень по воді що випаровується в кожному апараті. В першому наближенні на основі практичних даних приймають, що продуктивність по воді, що випарюється розподіляється між корпусами згідно із співвідношенням

$$w_1 : w_2 : w_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2.$$

Тоді

$$w_1 = 1,0W / (1,0 + 1,1 + 1,2) = 1,0W / 3,3 = 1,047 \text{ кг/с};$$

$$w_2 = 1,1W / 3,3 = 1,151 \text{ кг/с};$$

$$w_3 = 1,2W / 3,3 = 1,256 \text{ кг/с}.$$

Далі розраховують концентрацію розчину по корпусах:

$$x_1 = G_n x_n / (G_n - w_1) = 5.556 \cdot 14 / (5.556 - 1.047) = 17.25\%$$

$$x_2 = G_n x_n / (G_n - w_1 - w_2) = 5.556 \cdot 14 / (5.556 - 1.047 - 1.151) = 23.16\%$$

$$x_3 = G_n x_n / (G_n - w_1 - w_2 - w_3) = 5.556 \cdot 14 / (5.556 - 1.047 - 1.151 - 1.256) = 37\%.$$

Концентрація розчину в останньому корпусі x_3 відповідає заданій концентрації випареного розчину x_k .

2.1.2 Температури кипіння розчинів

Загальний перепад тиску в установці рівний:

$$\Delta P_{заг} = P_{r_1} - P_{бк} = 0.103 - 0.018 = 0.085 \text{ МПа}$$

В першому наближенні загальний перепад тиску розподіляють між корпусами порівну. Тоді тиски грючих парів в корпусах (в МПа) рівні:

$$P_{r_1} = 0.103;$$

$$P_{r_2} = P_{r_1} - \Delta P_{заг} / 3 = 0.103 - 0.085 / 3 = 0.075;$$

$$P_{r_3} = P_{r_2} - \Delta P_{заг} / 3 = 0.075 - 0.085 / 3 = 0,046.$$

Тиск пари в барометричному конденсаторі

$$P_{бк} = P_{r_3} - \Delta P_{заг} / 3 = 0.046 - 0.085 / 3 = 0.018$$

Що відповідає заданому значенню $P_{бк}$.

По тискам парів знаходимо їх температури і ентальпії [1]:

P , МПа	t , °С	I , кДж/кг
$P_{r_1} = 0.103$	$t_{r_1} = 45.92$	$I_1 = 2582$
$P_{r_2} = 0.075$	$t_{r_2} = 39.67$	$I_2 = 2570$

$$P_{r_3} = 0.046 \quad t_{r_3} = 37.95 \quad I_3 = 2553$$

$$P_{\text{ок}} = 0.018 \quad t_{\text{ок}} = 15.34 \quad I_{\text{ок}} = 2527.8$$

При визначенні температури кипіння розчинів в апаратах виходять із наступних припущень. Розподіл концентрацій розчинів в випарному апараті з інтенсивною циркуляцією практично відповідає моделі ідеального перемішування. Тому концентрацію киплячого розчину приймають рівній кінцевій в даному корпусі і, відповідно, температуру кипіння розчину визначають при кінцевій концентрації.

Зміна температури кипіння по висоті кип'ятильних труб проходить внаслідок зміни гідростатичного тиску стовпа рідини. Температуру кипіння розчину в корпусі приймають ту яка відповідає температурі кипіння в середньому шарі рідини. Таким чином, температура кипіння розчину в корпусі відрізняється від температури гріючої пари в наступному корпусі на суму температурних втрат $\sum \Delta$ від температурної Δ' , гідростатичної Δ'' і гідродинамічної Δ''' депресій $\sum \Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta'''$.

Гідродинамічна депресія зумовлена втратою тиску пари на подолання гідравлічних опорів трубопроводів при переході від корпусу до корпусу. Зазвичай в розрахунках приймають $\Delta''' = 1,0 - 1,5$ град на корпус. Прийmemo для кожного корпусу $\Delta''' = 1$ град. Тоді температури вторинних парів в корпусах (в °C) рівні:

$$t_{\text{en1}} = t_{r2} + \Delta_1''' = 45.92 + 1,0 = 46.92;$$

$$t_{\text{en2}} = t_{r3} + \Delta_2''' = 39.67 + 1,0 = 40.67;$$

$$t_{\text{en3}} = t_{\text{ок}} + \Delta_3''' = 32.95 + 1 = 33.95$$

Сума гідродинамічних депресій

$$\sum \Delta''' = \Delta_1''' + \Delta_2''' + \Delta_3''' = 1 + 1 + 1 = 3^\circ\text{C}.$$

За температурами вторинних парів визначимо їх тиски. Вони рівні відповідно (в МПа): $P_{en1} = 0.0106$ МПа; $P_{en2} = 0.0076$ МПа; $P_{en3} = 0.0053$ МПа.

Гідростатична депресія зумовлена різницею тисків в середньому шарі киплячого розчину і на його поверхні. Тиск в середньому шарі розчину, що кипить P_{cp} кожного корпусу визначається за рівнянням:

$$P_{cp} = P_{en} + \rho g H_{\text{оп}} n / 2$$

де H – висота кип'ятильних труб в апараті, м;

ρ - густина розчину, що кипить, кг/м³;

ρ_{ϵ} - паронаповнення (об'ємна частка пару в киплячому розчині), м³/м³.

ρ

Для вибору значень H необхідно орієнтовно оцінити поверхню теплопередачі випарного апарата F_{op} . При кипінні водних розчинів можна прийняти питомих теплове навантаження апаратів з невимушеною циркуляцією $q=20\ 000 - 40\ 000$ Вт/м². Прийmemo $q=30\ 000$ Вт/м². Тоді поверхня тепловіддачі 1-го корпусу орієнтовно рівна:

$$F_{op} = \frac{Q}{q} = \frac{w_1 r_1}{q} = \frac{1.047 \cdot 2256.76 \cdot 10^3}{30000} = 78.697 \text{ м}^2.$$

де r_1 - теплота пароутворення вторинної пари, Дж/кг.

По ГОСТ 11987-81 [2] трубчаті апарати з невимушеною циркуляцією і співвісною граючою камерою (тип 1, виконання 2) складаються із кип'ятильних труб висотою 3 і 4 м при діаметрі $d_s = 38$ мм і товщині стінки $\delta_{cm} = 2$ мм. Прийmemo висоту кип'ятильних труб $H=4$ м.

Густина водних розчинів, в тому числі розчину KNO_3 [3], при температурі 30°C і відповідних концентраціях в корпусах дорівнює:

$$\rho_1 = 1169 \text{ кг/м}^3, \rho_2 = 1232 \text{ кг/м}^3, \rho_3 = 1388.5 \text{ кг/м}^3.$$

Густина води: $\rho_1 = 954,4 \text{ кг/м}^3, \rho_2 = 965,34 \text{ кг/м}^3, \rho_3 = 975,86 \text{ кг/м}^3$

При визначенні густини розчину в корпусах нехтуємо її зміною з підвищенням температури від 40°C до температури кипіння із-за малого значення коефіцієнта об'ємного розширення і орієнтовно прийнятого значення ϵ .

Тиск в середньому шарі кип'ятильних труб корпусів (в Па) дорівнюють:

$$P_{1cp} = P_{en1} + \rho_1 g H / 2 = 1.087 + 4 \cdot (0.26 + 0.00014 \cdot (1169 - 1000)) \cdot 9.81 \cdot 1.169 \cdot 10^{-6} = 1.099 \text{ МПа};$$

Аналогічно для інших знаходимо: $P_{2cp} = 0,743 \text{ МПа}, P_{3cp} = 0,393 \text{ МПа}$

Цим тискам відповідають наступні температури кипіння і теплоти випаровування розчинника [1]:

P	$t, ^\circ\text{C}$	$r, \text{кДж/кг}$
$P_{1cp} = 1,099$	$t_{1cp} = 101,478$	$r_{en1} = 2257$
$P_{2cp} = 0,743$	$t_{2cp} = 90,644$	$r_{en2} = 2422,9$
$P_{3cp} = 0,393$	$t_{3cp} = 74,349$	$r_{en3} = 2322,5$

Визначимо гідростатичну депресію по корпусах (в $^\circ\text{C}$):

$$\Delta_1'' = t_{1cp} - t_{en1} = 101.478 - 101.35 = 0.128;$$

$$\Delta_2'' = t_{2cp} - t_{en2} = 90.644 - 90.485 = 0.159;$$

$$\Delta_3'' = t_{3cp} - t_{en3} = 74.349 - 73.854 = 0.495$$

Сума гідростатичних депресій

$$\sum \Delta'' = \Delta''_1 + \Delta''_2 + \Delta''_3 = 0.128 + 0.153 + 0.495 = 0.782^\circ\text{C}$$

Температурну депресію Δ' визначимо з рівняння

$$\Delta' = 16,2 \cdot \Delta'_{\text{ат.м}} T^2 / r_{\text{ен}},$$

де T – температура парів в середньому шарі кип'ятильних труб, К;

$\Delta'_{\text{ат.м}}$ - температурна депресія при атмосферному тиску [3].

Знаходимо значення Δ' по корпусам (в $^\circ\text{C}$):

$$\Delta'_1 = 16.2 \cdot 376.642^2 \cdot 1,5 / 2249 \cdot 10^3 = 1.533$$

$$\Delta'_2 = 2.098;$$

$$\Delta'_3 = 4.329$$

Сума температурних депресій

$$\sum \Delta' = \Delta'_1 + \Delta'_2 + \Delta'_3 = 1.533 + 2.098 + 4.329 = 7.96^\circ\text{C}.$$

Температури кипіння розчинів в корпусах дорівнюють (в $^\circ\text{C}$):

$$t_{\kappa 1} = t_{r2} + \Delta'_1 + \Delta''_1 + \Delta'''_1 = 100.976 + 1.533 + 1 + 1.672 = 105.181$$

$$t_{\kappa 2} = t_{r3} + \Delta'_2 + \Delta''_2 + \Delta'''_2 = 89.23 + 1 + 2.098 + 2.93 = 95.258;$$

$$t_{\kappa 3} = t_{\sigma\kappa} + \Delta'_3 + \Delta''_3 + \Delta'''_3 = 71 + 1 + 4.329 + 10 = 86.329.$$

2.1.3 Корисна різниця температур

Загальна корисна різниця температур дорівнює:

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{кор1}} + \Delta t_{\text{кор2}} + \Delta t_{\text{кор3}}.$$

Корисні різниці температур по корпусам (в °С) дорівнюють:

$$\Delta t_{\text{кор1}} = t_{r1} - t_{\kappa1} = 110.325 - 105.181 = 5.144;$$

$$\Delta t_{\text{кор2}} = t_{r2} - t_{\kappa2} = 100.976 - 95.258 = 5.718;$$

$$\Delta t_{\text{кор3}} = t_{r3} - t_{\kappa3} = 89.23 - 86.329 = 3.901.$$

Тоді загальна корисна різниця температур

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = 5.144 + 5.718 + 3.901 = 14.763^{\circ}\text{C}.$$

Перевіримо загальну корисну різницю температур:

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = t_{r1} - t_{\text{бк}} - \left(\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''' \right) = 110.325 - 70 - 3 - 14.602 - 7.96 = 14.763^{\circ}\text{C}.$$

2.1.4 Визначення теплових навантажень

Вихідні данні для розрахунку

	Корпус		
	1	2	3
Кількість вихідного розчину, кг/с	0,417	0,318	0,209
конц. Вих. Р-ну, %	14	13,11	19,952
температура вих. Р-ну	110,325	105,181	95,258
температура упареного р-ну	105,184	95,258	86,329
Теплоємність вихідного р-ну Дж/(кг*К)	3791	3700	3467
ентальпія вторинного пару, Дж/кг	2677	2652	2620
теплота пароутворення, (Дж/кг)*10 ³	2243	2275	2293

Видаток гріючої пари в першій корпус, продуктивність кожного корпусу по випареній воді і теплові навантаження по корпусам визначимо шляхом сумісного вирішення рівнянь теплових балансів по корпусам і рівняння балансу по воді для всієї установки:

$$Q_1 = G_{zn} \cdot r_{zn} = 1,15 \left[G_n c_n (t_{k1} - t_n) \right] + w_1 \left[c_{en1} - c_e t_{k1} \right] + Q_{1конц} ;$$

$$Q_2 = w_1 r_1 = 1,03 \left[G_n - w_1 \left(c_1 (t_{к2} - t_{к1}) \right) + w_2 \left(c_{вн2} - c_в t_{к2} \right) \right] + Q_{2конц} ;$$

$$Q_3 = w_2 r_2 = 1,03 \left[G_n - w_1 - w_2 \left(c_2 (t_{к3} - t_{к2}) \right) + w_3 \left(c_{вн3} - c_в t_{к3} \right) \right] + Q_{3конц} ;$$

$$W = w_1 + w_2 + w_3,$$

де 1,15 – коефіцієнт, що враховує 15% втрат тепла в навколишнє середовище

; c_n, c_1, c_2 - теплоємності розчинів відповідно вихідного в першому і в другому корпусах, кДж/(кг·К) [3];

$Q_{1конц}, Q_{2конц}, Q_{3конц}$ - теплоти концентрування по корпусам, кВт;

t_n - температура кипіння вихідного розчину при тиску в першому корпусі.

Оскільки $Q_{3конц}$ складає значно менше 3% від $Q_{3ор}$, в рівняннях теплових балансів по корпусах нехтуємо величиною $Q_{конц}$.

Отримаємо систему рівнянь:

$$Q_1 = G_{ен} \cdot 2243 \cdot 10^3 = 1,15 \left[0,417 \cdot 3791 (105,181 - 110,325) + w_1 (677 \cdot 10^3 - 105,181 \cdot 3791) \right]$$

$$Q_2 = w_1 \cdot 2243 \cdot 10^3 = 1,05 \left[0,417 - w_1 (700 * 95,258 - 3791 * 105,181) + w_2 (652 \cdot 10^3 - 3700 * 95,258) \right]$$

$$Q_3 = w_2 * 2275 * 10^3 = 1,05 \left[0,417 - w_1 - w_2 (467 * 86,329 - 3700 * 95,258) + w_3 (293 * 10^3 - 86,329 * 3467) \right]$$

$$W = w_1 + w_2 + w_3,$$

Вирішення цієї системи рівнянь дає наступні результати

$$G_{ен} = 1.063 \text{ кг/с}; \quad w_1 = 0,011 \text{ кг/с}; \quad w_2 = 0,109 \text{ кг/с};$$

$$w_3 = 0,123 \text{ кг/с}; \quad Q_1 = 266,917 \text{ кВт}; \quad Q_2 = 225,225 \text{ кВт}; \quad Q_3 = 249,437 \text{ кВт};$$

Найбільше відхилення розрахованих навантажень по воді, що випаровується в кожному корпусі від попередньо прийнятих ($w_1 = 1,088 \text{ кг/с}$,

$w_2 = 1,196 \text{ кг/с}$, $w_3 = 1,305 \text{ кг/с}$) не перевищує 5%, тому не будемо перераховувати концентрації і температури кипіння розчинів по корпусам.

2.1.5 Вибір конструкційного матеріалу

Вибираємо конструкційний матеріал, стійкий в середовищі киплячого розчину KNO_3 в інтервалі зміни концентрацій від 20 до 50% [6]. В цих умовах хімічно стійкою буде сталь марки X18H10T. Швидкість корозії її не менше 0.1 мм/рік, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{cm} = 16.4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

2.1.6 Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі для першого корпусу визначають за рівнянням адитивності термічних опорів:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_2}.$$

Прийmemo, що сумарний термічний опір рівний термічному опору стінки δ_{cm}/λ_{cm} , і накипу δ_n/λ_n . Термічний опір забруднень зі сторони пари не враховуємо.

Отримаємо:

$$\sum \delta/\lambda = 0.002/16,4 + 0.0005/3,05 = 2.86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Властивості киплячого розчину

Корпус			
	1	2	3
Температура	105,181	89,23	86,329
Концентрація, %	13,11	19,952	46,33
Теплопровідність, , Вт/(м*К)	0,613	0,59	0,58
Густина розчину кг/м ³	1082	1143	1383
В'язкість, Па*с*10 ⁻³	0,268	0,437	2,38
Теплоємність, Дж(К*кг)	3791	3700	3467
Поверхневий натяг, Н/м	0,069	0,0718	0,123
Теплота пароутворення, (Дж/кг)*10 ³	2245	2286	2292
Густина пари, кг/м ³	0,7036	0,4229	0,3531
Густина пари при p=10 ⁵ Па		0,5246	

Для розрахунку теплопередачі від пари до вертикальних труб знайдемо коефіцієнт А із графічної залежності (рисунок 1.1)

Температура	A×10 ³
110,325	280
100,976	275
89,23	268

Розрахуємо коефіцієнт В, для визначення коефіцієнту тепловіддачі від стінок труб до киплячого розчину. Його знаходять з рівняння

$$\alpha = \frac{780\lambda^{1,3}\rho^{0,5}\rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5}r^{0,6}\rho_{\text{п.о}}^{0,66}c^{0,3}\mu^{0,3}} q^{0,6} = Bq^{0,6};$$

λ - теплопровідність розчину;

ρ – густина води;

$\rho_{\text{п}}$ - густина пари;

μ – в'язкість;

c – теплоємність;

r – теплота пароутворення.

$$B = \frac{780\lambda^{1,3}\rho^{0,5}\rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5}r^{0,6}\rho_{\text{п.о}}^{0,66}c^{0,3}\mu^{0,3}}$$

Після підстановки всіх величин, отримаємо:

$= B,$

$$B_1=11,881;$$

$$B_2=9,197;$$

$$B_3=4,759$$

Після розрахунку А та В задамося тепловими навантаженнями, так як вони розраховуються методом послідовних наближень і по результатах розрахунку будуються графік $q-\Delta t_{\text{кор}}$ (Рисунок 1.5).

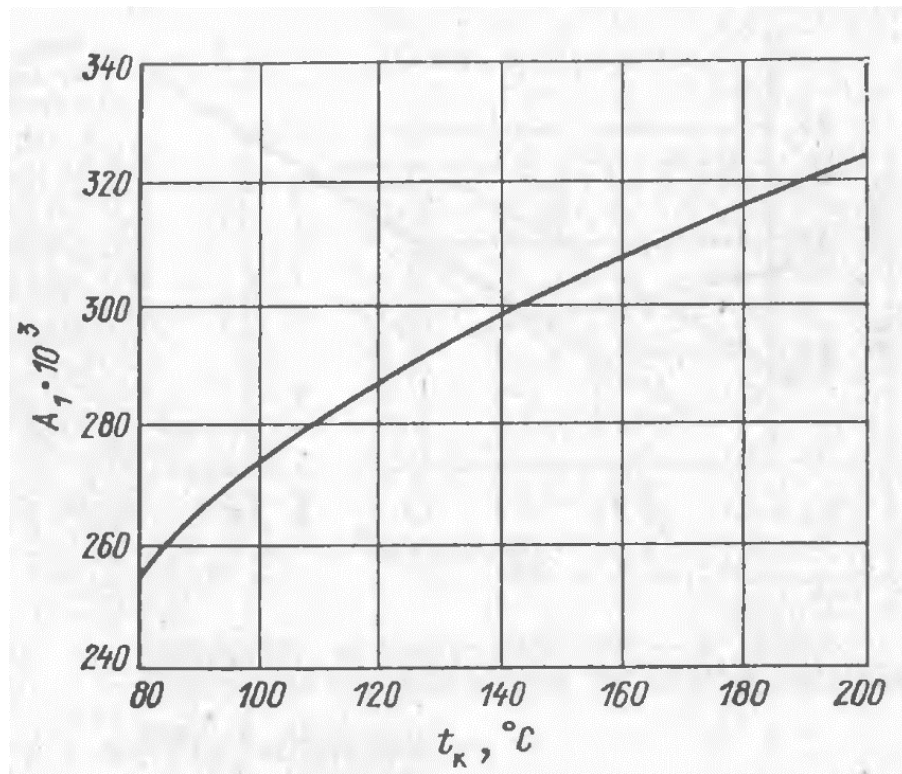


Рисунок 1.1 – Значення розрахункового коефіцієнта А для пари, що конденсується

Коефіцієнт тепловіддачі від пари що конденсується. Рисунок 1.2.

Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі і тепловіддачі.

	1 корпус		2 корпус		3 корпус	
$q, \text{Вт/м}^2$	2000	6000	5000	9000	1000	5000
$q^{-0.333}$	0,0796	0,0552	0,0586	0,0482	0,1	0,0586
$\alpha_1 = 0.63 \cdot A \cdot q^{-0.333}$	14041	9737	10152	8351	16884	9894
$q^{0.6}$	95,635	184,88	165,723	235,8	63,096	165,723
$\alpha_2 = B \cdot q^{0.6}$	1136	2197	1524	2169	300,27	788,7
$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$	808,28	1185	961	1154	272	604
$\Delta t = q/K$	2,47	5	5,2	7,8	3,7	8,3

За рисунку 1.3, для корисних різниць температур маємо:

$$\Delta t_1 = 5.144$$

$$q_1 = 6100 \text{ Вт/м}^2$$

$$K_1 = 1185.848 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_2 = 5.718$$

$$q_2 = 5700 \text{ Вт/м}^2$$

$$K_2 = 996.685 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_3 = 3.901$$

$$q_3 = 1300 \text{ Вт/м}^2$$

$$K_3 = 333.248 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

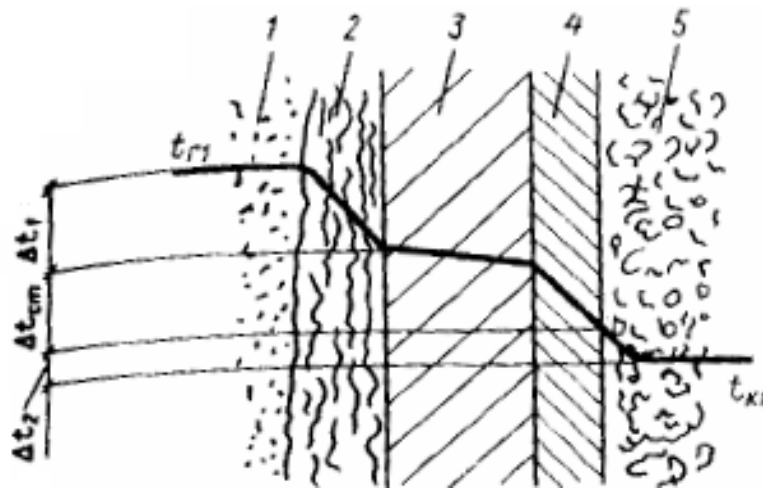


Рисунок 1.2 – Розподіл температур в процесі теплопередачі від пари до киплячої розчину через багато-шарову стінку:

1 – пара; 2 – конденсат; 3 – стінка; 4 – накип; 5 – киплячий розчин

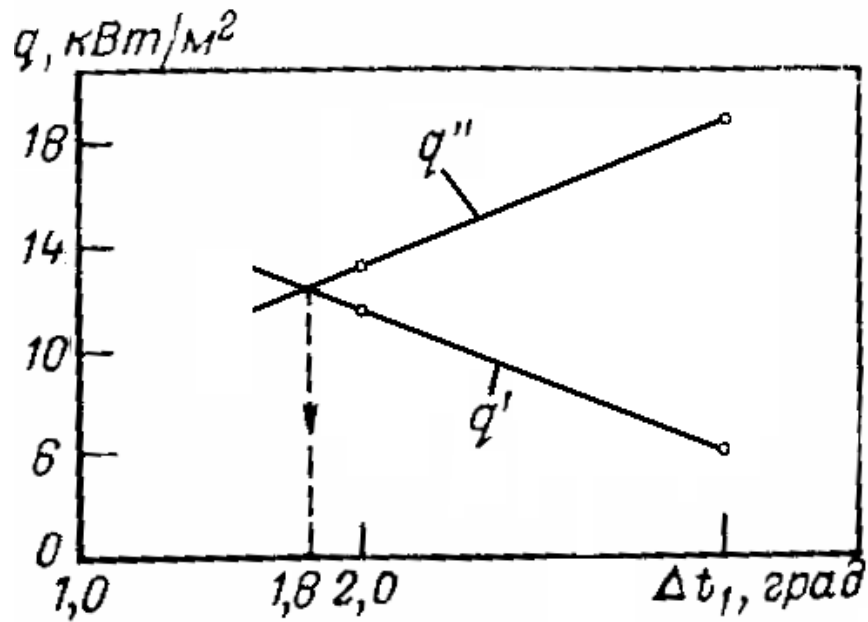


Рисунок 1.3 – Залежність питомого теплового навантаження q від різниці температур Δt_1

7.2 Розподіл корисної різниці температур

Корисні різниці температур в корпусах установки знаходимо за умови рівності поверхнь теплопередачі:

$$\Delta t_{кор j} = \sum \Delta t_{кор} \frac{Q_j / K_j}{\sum_{j=1}^{j=3} Q / K}$$

де $\Delta t_{кор j}$, Q_j , K_j - відповідно корисна різниця температур, теплове навантаження, коефіцієнт теплопередачі для j -го корпуса.

Підставляючи чисельні значення, отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta t_{кор 1} &= 14.763 \frac{266.917 / 1186}{266.917 / 1186 + 225.225 / 996.852 + 249.437 / 333.248} = \\ &= 14.763 \frac{0.191}{0.191 + 0.226 + 0.749} = 14.763 \frac{0.191}{1.166} = 2.42 \text{ град;} \end{aligned}$$

$$\Delta t_{кор2} = 14.763 \cdot 0.226 / 1.166 \approx 2.86 \text{ град};$$

$$\Delta t_{кор3} = 14.763 \cdot 0.749 / 1.166 \approx 9.483 \text{ град}.$$

Перевіримо загальну корисну різницю температур установки:

$$\sum \Delta t_{кор} = \Delta t_{кор1} + \Delta t_{кор2} + \Delta t_{кор3} = 2.28 + 2.42 + 9.483 = 14.763 \text{ град}.$$

Тепер розрахуємо поверхню теплопередачі випарних апаратів за формулою:

$$F = Q / (K \Delta t_k)$$

$$F_1 = 266.917 \cdot 10^3 / (186 \cdot 2.42) \approx 93 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 225225 / (96.852 \cdot 2.86) \approx 79 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 249437 / (33.248 \cdot 9.483) \approx 79 \text{ м}^2.$$

По ГОСТ 11987-81 [2] вибираємо випарний апарат з наступними характеристиками:

Номінальна поверхня теплообміну F	100 м ²
Діаметр труб d	38×2 мм
Висота труб H	3000 мм
Діаметр граючої камери d_k	1000 мм
Діаметр сепаратора d_c	1800 мм
Діаметр циркуляційної труби d_y	700 мм
Загальна висота апарата H_a	11500 мм
Маса апарата M_a	6000

3. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ

Товщину теплової ізоляції δ_i знаходимо з рівності питомих теплових потоків через шар ізоляції від поверхні ізоляції в навколишнє середовище:

$$\alpha_n (t_{cm2} - t_n) = \lambda_i / \delta_i (t_{cm1} - t_{cm2}),$$

де $\alpha_n = 9.3 + 0.058 t_{cm2}$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляційного матеріалу в навколишнє середовище, Вт/(м²·К) [7];

t_{cm2} - температура ізоляції з боку навколишнього середовища (повітря); для апаратів, що працюють в закритих приміщеннях,

t_{cm2} вибирають в інтервалі 35-45 °С, прийmemo $t_{cm2} = 40$ °С;

t_{cm1} - температура ізоляції з боку апарата; із-за незначного термічного опору стінки апарата порівняно з термічним опором шаром ізоляції t_{cm1} приймають рівній температурі граючої пари t_{r1} ;

t_n - температура навколишнього середовища (повітря), °С;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м·К).

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі від корпусу до навколишнього середовища

$$\alpha_n = 9.3 + 0.058 \cdot 40 = 11.6 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

В якості матеріалу для теплової ізоляції обираємо совеліт (85% магnezит + 15% азбесту), що має коефіцієнт теплопровідності $\lambda_i = 0.09$ Вт/(м·К). Розрахуємо товщину теплової ізоляції для першого корпусу) [8],

$$\delta_i = \frac{0.09 \cdot (33.5 - 40)}{11.6 \cdot (40 - 20)} = 0.036 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплової ізоляції 0,055 м і для інших корпусів.

4. РОЗРАХУНОК БАРОМЕТРИЧНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для створення вакууму в випарних установках зазвичай використовують конденсатори змішування з барометричною трубою. В якості охолоджуючого агента використовують воду, яка подається в конденсатор частіш за все при температурі навколишнього середовища (близько 20°C). Суміш охолоджуючої води і конденсату виливається з конденсатора по барометричній трубі. Для підтримання постійного вакууму в системі із конденсатора за допомогою вакуум-насоса відкачують неконденсовані гази.

Необхідно розрахувати видаток охолоджуючої води, основні розміри (діаметр і висоту) барометричного конденсатора і барометричної труби, продуктивність вакуум-насоса.

4.1 Видаток охолоджуючої води

Видаток охолоджуючої води G_6 визначається з теплового балансу конденсатора:

$$G_6 = \frac{W_3 (I_{\text{ок}} - c_6 t_k)}{c_6 (t_n - t_k)},$$

де $I_{\text{ок}}$ - ентальпія парів в барометричному конденсаторі, Дж/кг;

t_n - початкова температура охолоджуючої води, °C;

$t_n - t_k$ - кінцева температура суміші води і конденсату, °C.

Різниця температур між парою і рідиною на виході із конденсатора повинна бути 3-5 град. Тому кінцеву температуру води t_k на виході із конденсатора прийmemo на 3 град нижче температури конденсації парів:

$$t_k = t_{\text{ок}} - 3.0 = 70 - 3.0 = 67 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді:

$$G_a = \frac{0.119 \cdot (620000 - 70 \cdot 3343)}{3343 \cdot (0 - 40)} = 0.033 \text{ кг/с.}$$

4.2 Діаметр конденсатора

Діаметр барометричного конденсатора $d_{\text{ок}}$ визначають з рівняння видатку:

$$d_{\text{ок}} = \sqrt{4w_3 / \rho v},$$

де ρ - густина парів, кг/м³;

v - швидкість парів, м/с.

При залишковому тиску в конденсаторі порядку 10^4 Па швидкість парів v = 15-25 м/с.

Тоді

$$d_{\text{ок}} = \sqrt{4 \cdot 0.119 / (0.198 \cdot 3.14 \cdot 20)} = 0.196 \text{ м.}$$

За нормлями НИИХИММАШа [9] підбираємо конденсатор діаметром, рівний розрахунковому або найближчий більшому. Визначаємо його основні розміри. Обираємо барометричний конденсатор діаметром $d_{\text{ок}} = 500$ мм.

4.3 Висота барометричної труби

У відповідності до нормалей [9], внутрішній діаметр барометричної труби $d_{\text{от}}$ рівний 250 мм. Швидкість води в барометричній трубі

$$v = \frac{4(G_6 + w_3)}{\rho \pi d_{\text{ом}}^2} = \frac{4(0.417 + 0.119)}{1000 \cdot 3.14 \cdot 0.25^2} = 0.011 \text{ м/с.}$$

Висота барометричної труби

$$H_{\text{ом}} = \frac{B}{\rho_6 g} + \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{H_{\text{ом}}}{d_{\text{ом}}} \right) \frac{v_6^2}{2g} + 0.5,$$

де B – вакуум в барометричному конденсаторі, Па;

$\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів;

$\sum \xi$ - коефіцієнт тертя в барометричній трубі;

$\sum \xi$ 0,5 – запас висоти на можливу зміну барометричного тиску, м.

$\sum \xi$

$$B = P_{\text{атм}} - P_{\text{ок}} = 10.13 \cdot 10^4 - 3 \cdot 10^4 = 7.13 \cdot 10^4 \text{ Па;}$$

$$\sum \xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} = 0.5 + 1.0 = 1.5,$$

де $\xi_{\text{вх}}, \xi_{\text{вих}}$ - коефіцієнти місцевих опорів на вході в трубу і на виході з неї.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму руху рідини.

Визначимо режим руху води в барометричній трубі:

$$\text{Re} = v_6 d_{\text{ом}} \rho_6 / \mu_6 = 0.011 \cdot 0.25 \cdot 1000 / (0.54 \cdot 10^{-3}) = 5902.$$

Для гладких труб при $\text{Re} = 5902$ коефіцієнт тертя $\lambda = 0.735$ [1].

Підставивши в рівняння для висоти барометричної труби вказані значення, отримаємо:

$$H_{\text{ом}} = \frac{7.13 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9.8} + \left(1 + 1.5 + 0.735 \frac{H_{\text{ом}}}{0.25} \right) \frac{v_6^2}{2g} + 0.5.$$

Звідси знаходимо $H_{\text{ом}} = 7.8 \text{ м}$

5. ВИСНОВК

В результаті розрахунків згідно до завдання було підібрано випарний апарат (тип 1, виконання 2).

5.1 Технічні характеристики апарата (згідно ГОСТ 11987-81)

Номінальна поверхня теплообміну F	100 м ²
Діаметр труб d	38×2 мм
Висота труб H	3000 мм
Діаметр граючої камери d_k	1000 мм
Діаметр сепаратора d_c	1800 мм
Діаметр циркуляційної труби d_y	700 мм
Загальна висота апарата H_a	11500 мм
Маса апарата M_a	6000 кг

Схема апарата наведена на Рисунок 6.1.

5.2 Технічні характеристики барометричного конденсатора

Внутрішній діаметр конденсатора $d_{ок}$, мм	500	Відстань між полицями a_1	220
Товщина стінки апарата S	5	a_2	260
Відстань від верхньої полиці апарата до кришки a	1300	a_3	320
		a_4	360
Відстань від нижньої кришки апарата до дна r	1200	a_5	390
		Умовні проходи штуцерів:	

Ширина полиці b	-	для входу пари (А)	300
Відстань між вісями конденсатора і ловушки:		Для входу рідини (Б)	100
		Для виходу парогазової суміші (В)	80
K_1	625	Для барометричної труби (Г)	125
K_2	-	Повітряник (С)	-
Висота установки H	4300	Для входу парогазової суміші (И)	80
Ширина установки T	1300	Для виходу парогазової суміші (Ж)	50
Діаметр ловушки D	400	Для барометричної труби (Е)	50
Висота ловушки h	1440		
Діаметр ловушки D_1	-		

6. Схема випарного апарата

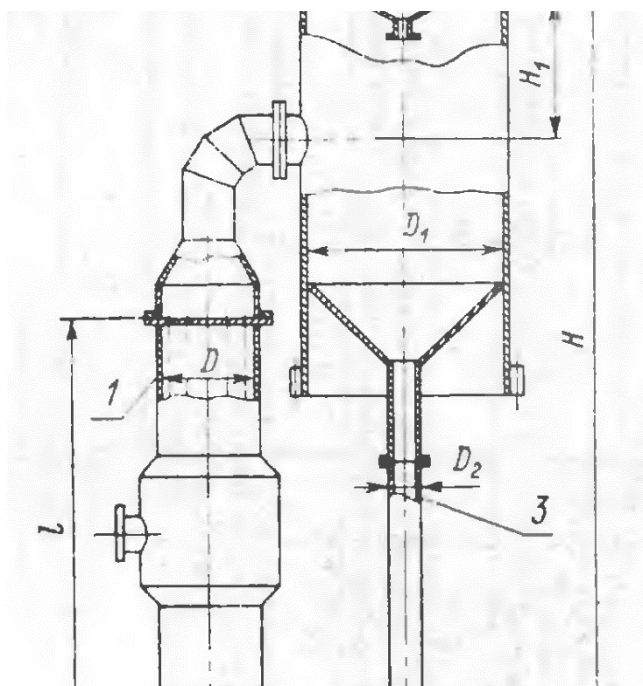


Рисунок 6.1 – Схема випарного апарата з співвісною гріючою камерою 1
(тип 1 виконання 2):

1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – розподіляюча камера;

D – діаметр гріючої камери; D_1 – діаметр сепаратора; D_2 – діаметр циркуляційної труби; H – висота апарата; H_1 – висота парового простору;
 l – довжина труби.

7. Список використаної літератури

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПР”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПР”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Приклади та задачі з курсу процесів та апаратів хімічної технології. – Л.: Хімія, 1987. – 576 с.
4. Процеси та апарати хімічної технології: навч. Посібник з курсового проектування/ А.І.Дубінін, Р.І. Гіврілов, І.О. Гузьова; за ред. / А.І.Дубінін. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 360с.
5. https://www.academia.edu/28031591/Dubinin_a_i_gavriliv_r_i_guz_ova_i_o_protsezi_ta_aparati_khi
6. Методичні вказівки по виконанню обчислювальної техніки по курсу “Машини та апарати хімічних виробництв алгоритм розрахунку реактора-полімеризатора” Київ КПІ 1981, 39 с.
7. Оформлення графічної документації. Методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / Укл. В.М. Марчевський.К. КПІ – 1989.
8. Довідник хіміка. - М. - Л.: Держхімвидавництво, 1963, Т.1, 1071 с.
9. 17. Довідник хіміка. - М. - Л.: Держхімвидавництво, 1963, Т.3, 1008 с.
10. Фізична хімія. Під ред. Стромберг А.Г. М.: - Вища школа, 1988, 496 с.
11. Вимоги до оформлення текстової документації. Методичні вказівки до виконання курсових, бакалаврських і дипломних проектів. Укл. Степанюк А.Р., Швед М.П.
12. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи для студентів напрямку підготовки: 6.051301 «Хімічна технологія» з дисципліни «Процеси та апарати хімічних виробництв» : [Електронний ресурс]: /

- НТУУ „КПІ”; уклад. М.П. Швед, Д.М. Швед. – Київ: НТУУ „КПІ”, 2017.
– 38 с.
- 13.Довідник хіміка. - М. - Л.: Держхімвидавництво, 1963, ГОСТ 11987-81.
Аппараты выпарные трубчатые.
- 14.Каталог УКРНІМАШа. Випарні апарати вертикальні трубчаті
загального призначення. М.: ЦНТІХІМНАФТОМАШ, 1979. 38 с.
- 15.Теплотехнічний довідник. Т. 7. М.: Енергія, 1977. 896 с.
- 16.ГОСТ 26716-76. Барометричні конденсатори.
- 17.Марчевський В.М. Конструкторська документація курсових і дипломних
проектів: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. – К.: Норіта-плюс, 2006.
– 280 с.: іл. ISBN 966-2975-04-7.

Додаток В. Приклад виконання розрахункової роботи на тему:

„ Барабанна сушарка для сушіння нітрату амонію»

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО ”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних
виробництв**

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

на тему: „ Барабанна сушарка для сушіння нітрату амонію”

Варіант №13

з дисципліни: «Процеси та обладнання хімічної технології-1.
Теплові процеси»

Виконав студент групи ХО-81 _____ Юрій МАГДИЧ
(підпис, дата)

Керівник роботи, доц. _____ Микола ШВЕД
(підпис, дата)

КИЇВ 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Інженерно-хімічний факультет

Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ЗАВДАННЯ

до розрахункової роботи

студентові групи ХЕ - 91__ Товкач М.М._____

1.Тема проекту: **Барабанна сушарка для сушіння нітрату амонію**

7.Термін здачі студентом закінченого проекту: 10 грудня 2012р.

3.Вихідні дані до проекту: Розрахувати барабанну сушарку з підйимально-лопатевою насадкою для сушіння нітрату амонію у межах міста Одеса.

Масова продуктивність сушарки 1 кг/с.

Відносна вологість матеріалу: початкова 4 %, а кінцева 0,3.

Сушильний агент повітря.

Схема руху сушильного агента, та висушувального матеріалу - протитечійна.

Розрахунок здійснити для літніх та зимніх умов.

Літня температура Одеси становить $21,4^{\circ}\text{C}$, вологість 66%.

Зимня температура Одеси становить -2°C , вологість 84%.

4.Перелік питань, які мають бути розроблені: 1) Вступ, 2) Класифікація та опис відповідного теплотехнічного обладнання, 3) Вибір типу апарата та обґрунтування його конструкції, 3) Вибір і характеристика теплоносіїв, 4) Вибір матеріалів апарата, 5) Технічні вимоги до апарату, 6) Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції, 7) Висновки, 8) Перелік посилань.

5.Перелік графічного (ілюстрованого) матеріалу: Розрахункові схеми та схематичне зображення апарату.

6.Дата видачі завдання: „___” _____ 2022 р.

Завдання прийняв до виконання студент Товкач М.М. _____
(підпис, дата)

Керівник розрахункової роботи, доцент Швед М.П. _____
(підпис, дата)

Зміст

Завдання.....	74
Вступ.....	75
1. Методи сушіння.....	75
2. Класифікація сушарок.....	77
3. Опис і обґрунтування обраної конструкції.....	79
4. Розрахунок основних параметрів сушильної камери.....	81
Висновок.....	91
Перелік посилань.....	94

					<i>ЛН71.ХХХХХХ3.001 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Магдич</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>					228	142	
<i>Реценз.</i>					КПІ «ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО» КАФ МАХНВ		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

ВСТУП

Видалення вологи з твердих і пастоподібних матеріалів здешевлює їх транспортування і надає їм певні властивості, а також зменшенню корозії апаратури. Вологу можна видаляти механічним способом: віджимання, центрифугування, відстоювання. Проте цими способами волога видаляється частково, більш ретельніше видалення вологи здійснюється шляхом теплової сушки: випаровування вологи, видалення пари.

Процес теплової сушки може бути природним і штучним. Природна сушка застосовується рідко. По фізичній суті сушка є складним дифузійним процесом. Його швидкість визначається швидкістю дифузії вологи з глибинних частин матеріалу до поверхні, а потім в навколишнє середовище. Видалення вологи при сушці включає не тільки перенесення матеріалу, але й перенесення теплоти. Таким чином сушіння - це тепломасообмінний процес.

Метою сушіння є поліпшення якості матеріалу (зниження його об'ємної маси, підвищення міцності) і, у зв'язку з цим, збільшення можливостей його використання. У хімічній промисловості, де технологічні процеси протікають в основному в рідкій фазі, кінцеві продукти мають вигляд або паст, або зерен, крихти, пилу. Це обумовлює вибір відповідних методів сушіння. У даній розрахунковій роботі розраховується параметри барабанної сушарки.

					<i>ЛН71.ХХХХХХ.001ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		229

матеріалу в цей період постійна і дорівнює температурі мокрого термометра психрометра. Після досягнення критичної вологості шкр починається другий період сушки, коли віддається волога, що підійшла до поверхні за рахунок дифузії внутрішніх шарів. Температура матеріалу поступово зростає і в кінці сушки наближається до температури теплоносія. Цей період триває до досягнення рівноважної вологості.

Таким чином, при конвективній сушці волога переміщується до поверхні за рахунок градієнта вологості, а градієнт температури декілька гальмує процес. За рахунок різниці температур на поверхні і усередині матеріалу відбувається рух вологи всередину, у напрямі зниження температури.

При сушці в полі високої частоти матеріал зсередини має вищу температуру, ніж на поверхні; останнє інтенсифікує процес сушки, оскільки градієнти дифузії і термодифузії направлені в один бік.

При контактній сушці термодифузія і дифузія за рахунок різниці концентрації вологи однаково направлені, що сприяє деякій інтенсифікації процесу в першому періоді сушки. У другому періоді різниця температур зменшується, тому декілька знижується інтенсивність сушки.

При сушці інфрачервоними променями напряму потоку вологи (градієнт вологовмісту і потоку тепла) протилежні, що декілька знижує швидкість сушки в перший момент. При поступовому прогріванні тіла волога переміщується в середину шару матеріалу, вологовміст віддалених від поверхні шарів зростає і виникає значний перепад вологовмісту в тілі. До кінця періоду опромінення тіло прогрівається, волога рухається до поверхні і починає інтенсивно випаровуватися. Інтенсивність випару підвищується в десятки разів.

Таким чином, при сушці різних матеріалів слід вибирати метод сушки і конструкцію сушарки відповідно до технічних умов при висушуванні.

2. Класифікація сушарок

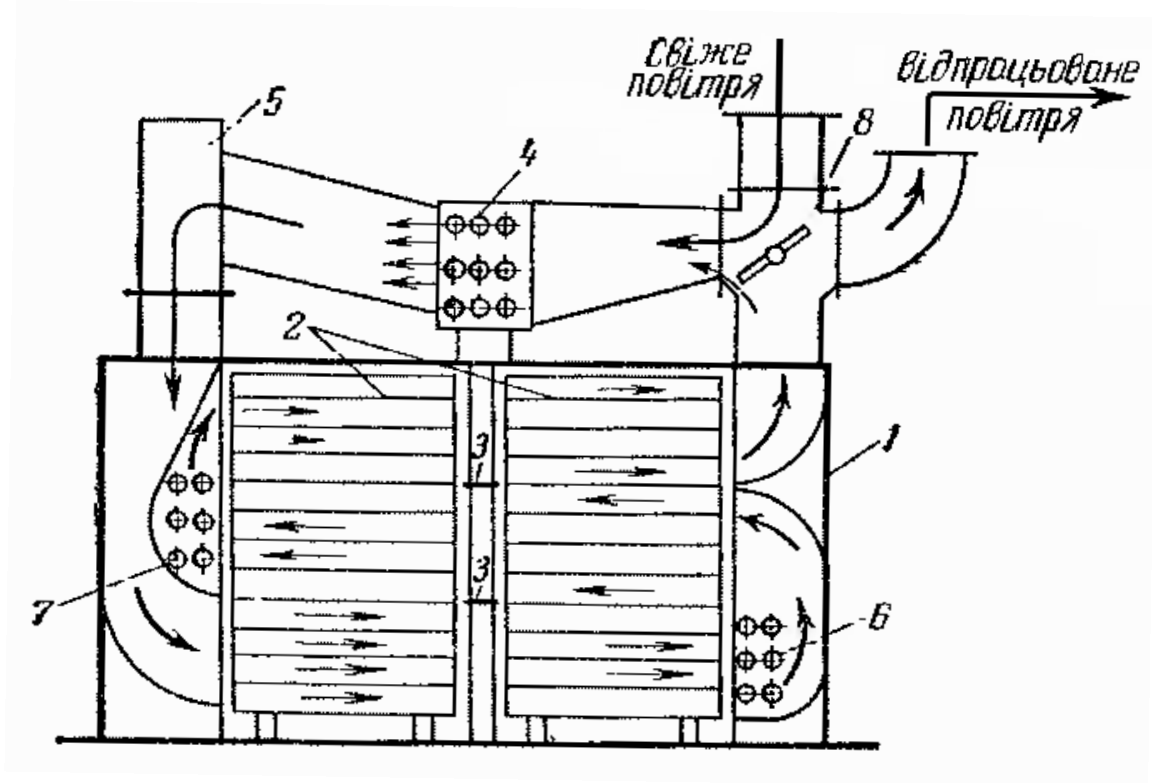
В хімічній промисловості види сушарок можна класифікувати по технологічних ознаках: тиску (атмосферні і вакуумні), періодичністю процесу, способом підведення тепла (конвективне, контактне, радіаційне, з нагрівом струму високої частоти), роду сушильного агента (повітряні, газові, сушарки на перегрітій парі), направленням руху матеріалу і сушильного агента (прямоточні і протиточні), способом обслуговування, схемі циркуляції сушильного агента, тепловій схемі і так далі. Вибір типу сушарки залежить від хімічних властивостей матеріалу. Конструкції сушарок дуже різноманітні і вибір їх визначається технологічними особливостями виробництва. Найбільш широкого поширення набули конструкції, що приведені нижче. Ці сушарки відрізняються високою продуктивністю і відносяться до конвективних сушарок. В якості сушильного агента в них використовують повітря і димові гази. У цих апаратах сушінню піддають солі, паливо, пасти; їх також використовують у виробництвах соди, добрив, отрутохімікаті, тощо.

Камерна сушка

Призначення. Використовуються на виробництві малого масштабу для матеріалів, що допускають невисоку температуру сушіння, наприклад фарбників.

Принцип дії. Матеріал в цих сушках сушиться на лотках (деках), що встановлені на стелажах чи вагонетках, що знаходяться всередині сушильної камери 1. На каркасі між вагонетками 2 встановлені козирки 3, які як би ділять простір камери на три розміщені одна в одній зони, вздовж яких послідовно рухається сушильний агент. Свіже повітря, нагріте в зовнішньому калорифері 4, засмоктується вентилятором 5 і подається вниз камери сушарки. Тут він рухається (рух повітря зображено стрілками), двічі змінюючи напрям і двічі нагріваючись в проміжних калориферах 6 і 7. Частина відпрацьованого повітря

за допомогою шибера 8 направляється на змішування зі свіжим. Таким чином, сушарка працює з проміжним підігрівом і частковою рециркуляцією повітря, тобто по варіанту, що забезпечує низьку температуру і більш м'які умови сушіння.



Камерна сушарка: 1 – сушильна камера ; 2 – вагонетка;
3 – козирки; 4, 6, 7 – калорифери; 5 – вентилятор; 8 – шибер

Переваги. Сушарка малогабаритна, може використовуватись на малих підприємствах. Простота конструкції. М'який режим сушіння, низька температура.

Недоліки. Періодична дія. Внаслідок сушіння в нерухомому товстому шарі, сушарки цього типу мають низьку продуктивність і тривалість сушіння в них велика. Крім того сушіння в них нерівномірне із-за нерівномірності температур в камері., що виникає внаслідок часткового проходу повітря в вище розміщені зони найкоротшим шляхом (крізь зазори). Обслуговування потребує великих затрат ручної праці.

Тунельна сушарка

Призначення. Використовуються для сушіння великої кількості штучних матеріалів, наприклад керамічних виробів.

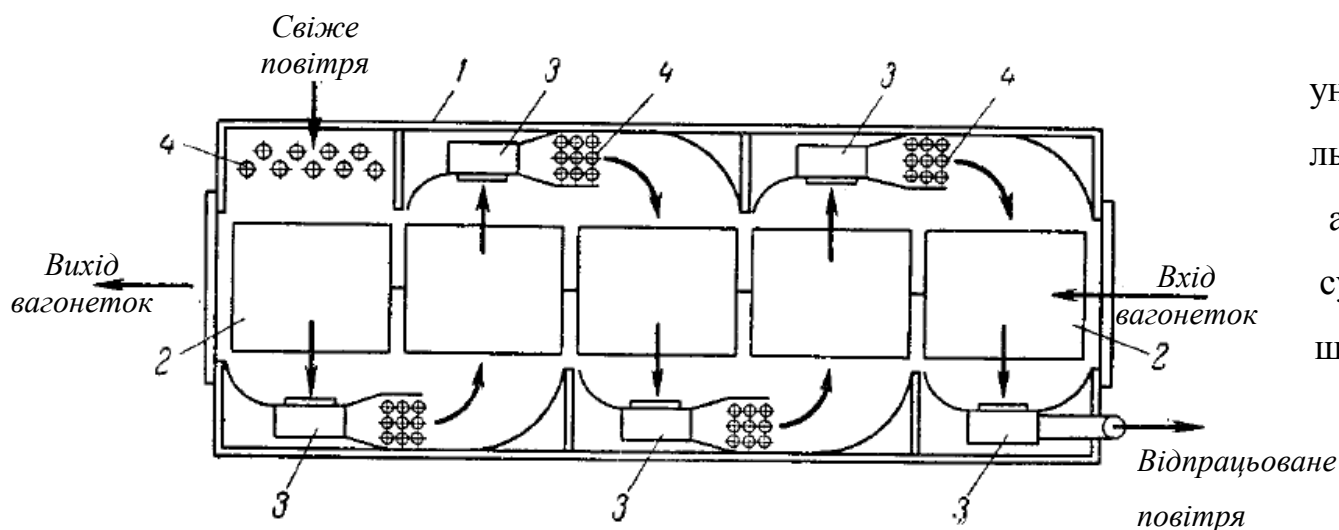


Схема: 1 – камера; 2 – вагонетки;
3 – вентилятори; 4 – калорифери

Принцип дії. З'єднані між собою вагонетки поступово пересуваються на рейках вздовж дуже довгої камери прямокутного перерізу – (коридору). На вході і виході коридор має герметичні двері, які одночасно періодично відчиняються для завантаження і вивантаження матеріалу: вагонетка з висушеним матеріалом видаляється з камери, а з іншого боку в неї надходить нова вагонетка з вологим матеріалом. Переміщення вагонеток проводиться за допомогою троса і механічної лебідки. Сушильний агент рухається прямо током або протитоком до матеріалу, що висушується.

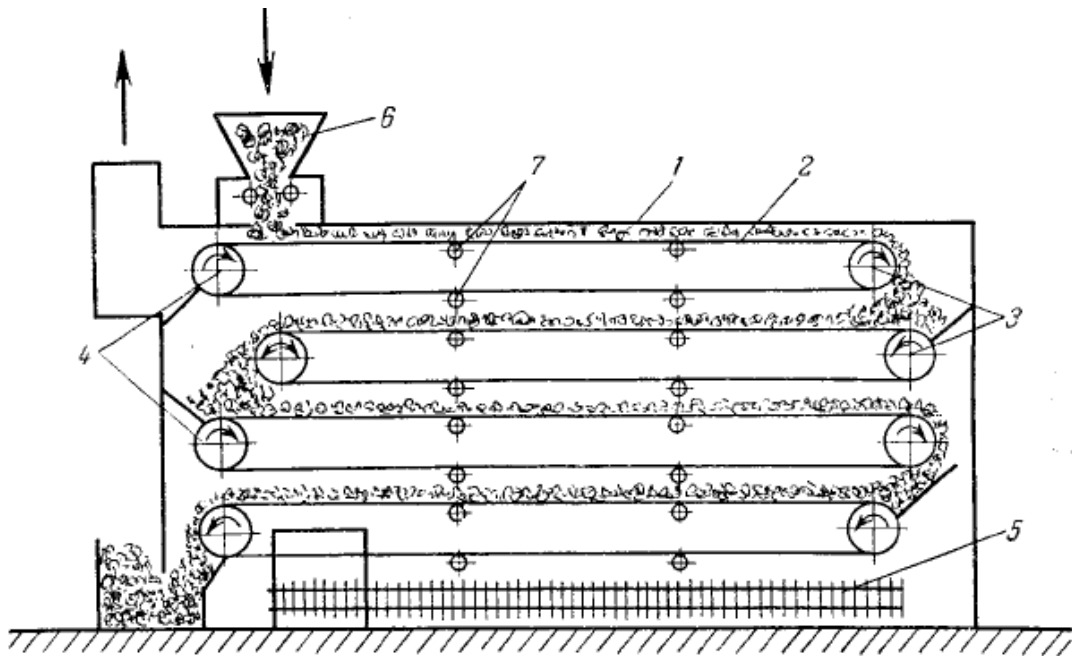
Переваги. Рівномірний режим сушіння. Безперервність дії.

Недоліки. Низька продуктивність і тривалість сушіння. Довга і нерівномірна сушка. Обслуговування потребує великих затрат ручної праці.

Стрічкова сушарка

Призначення. Для висушування матеріалів.

Принцип дії. В цих сушарках сушіння матеріалів проводиться безперервно при атмосферному тиску. В камері 1 сушарки шар матеріалу, що висушується рухається на нескінченній стрічці 2, натягнутій між ведучим 3 і відомим 4 барабанами. Вологий матеріал подається на один кінець стрічки, а підсушений видаляється з іншого боку. Сушка виконується гарячим повітрям або пічними газами, які рухаються протитоком або перехресним током по напрямку до руху матеріалу.



С

стріч
кова
суш
арка
:
1
—
кам
ера

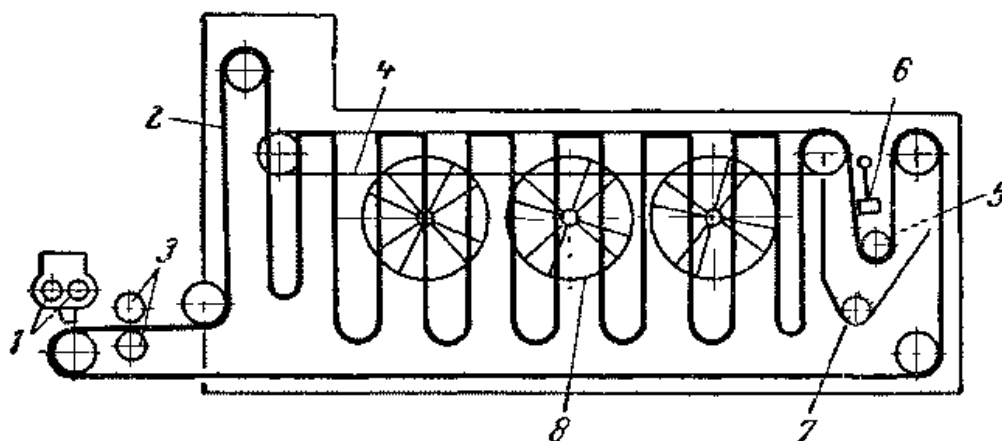
сушарки; 2 – нескінченна стрічка; 3 – ведучі барабани; 4 – відомі барабани; 5 – калорифер; 6 – живильник; 7 – опорні ролики

Переваги. При пересипанні матеріалу зі стрічки на стрічку збільшується поверхня його дотикання з сушильним агентом, що сприяє зростанню швидкості і рівномірності сушіння. Стрічкові сушарки можуть працювати по різним варіантам сушильного процесу.

Недоліки. Стрічкові сушарки громіздкі складні в обслуговуванні головним чином із-за перекосів і розтягів стрічок. Їх питома продуктивність (на 1 м^2 стрічки) невелика, а питомі витрати тепла (на 1 кг випареної води) досить високі. Крім того, вони непридатні для сушіння пастоподібних матеріалів.

Петлева сушарка

Призначення. Сушіння пастоподібних матеріалів, а також тонких листових (наприклад паперу).



Петлева сушарка:

1 – живильник; 2 – нескінченна сітчата стрічка; 3 – притискні вальці;
4 – ланцюговий конвеєр; 5 – направляючий ролик; 6 – автоматичний ударний пристрій; 7 – розвантажувальний шнек; 8 – вентилятор

Принцип дії. Безперервно діюча сушарка, що працює під атмосферним тиском. В сушарці для паст живильник 1 подає матеріал на нескінченну гнучку сітчасту стрічку 2, яка проходить між вальцями 3, що обігріваються парою, що вдавлюють пасту всередину комірок стрічки.

Стрічка з впресованим матеріалом потрапляє в сушильну камеру, де утворює петлі. Це досягається за допомогою шарнірно з'єднаних ланок стрічки

і розташованих на ній через певні проміжки поперечних рейок, що спираються на ланцюговий конвеєр 4. За допомогою направляючого ролика 5 стрічка відводиться до автоматичного ударного пристрою 6, за допомогою якого висушений матеріал скидається зі стрічки і виводиться із сушарки розвантажувальним шнеком 7.

Циркуляція повітря (або газів) виконується за допомогою осевих вентиляторів 8, частина яких (з одного боку камери) зображена на Рисунок , причому гаряче повітря чи газ рухається поперек стрічки 7. Сушарка зазвичай працює по варіанту з проміжним підігрівом повітря і частковою рециркуляцією його по зонам.

Переваги. Сушіння проводиться в шарі невеликої товщини (рівній товщині ланок стрічки, що складають 5-20 мм) при двосторонньому омиванні стрічки гарячим повітрям і прогріві запресованого матеріалу металічним каркасом (сіткою), нагрітим вальцями 3. Це забезпечує велику швидкість сушіння.

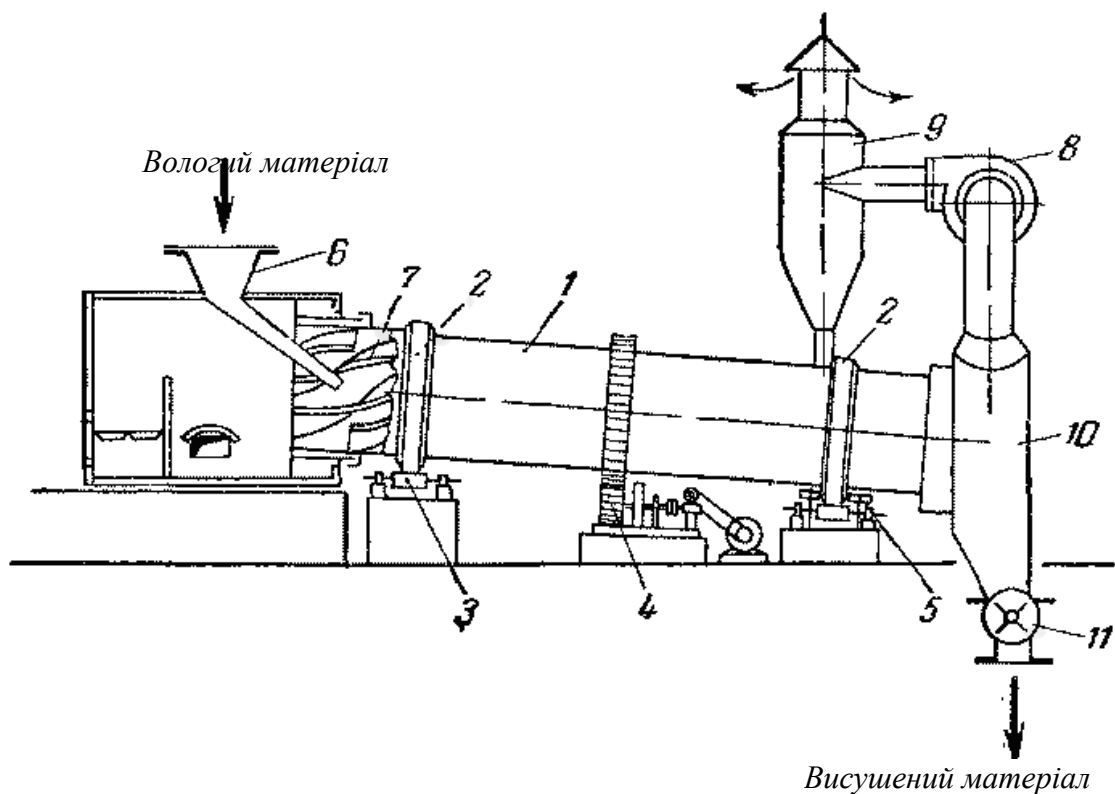
Недоліки. Складність конструкції. Значні експлуатаційні затрати.

Барабанна сушарка

Призначення. Для безперервного сушіння при атмосферному тиску кускових, зернистих і сипучих матеріалів (мінеральних солей, фосфоритів і ін.).

Принцип дії. Сушарка має циліндричний барабан 1, встановлений з невеликим нахилом до горизонту ($1/15 - 1/50$), який спирається за допомогою бандажів 2 на ролики 3. Барабан приводиться в обертання електродвигуном через зубчасту передачу 4 і редуктор. Число обертів барабану зазвичай не перевищує $5-8 \text{ хв}^{-1}$; його положення в осьовому напрямку фіксується упорними роликами 5. Матеріал подається в барабан живильником 6, попередньо підсушується, перемішується лопатнями 7 приймально-гвинтової насадки, а потім подається на внутрішню насадку, розташовану вздовж майже всієї довжини барабану. Насадка забезпечує рівномірний розподіл і хороше

перемішування матеріалу по перерізу барабана, а також його тісний контакт при пересипанні з сушильним агентом – пічними газами. Гази і матеріал особливо часто рухаються прямою лінією, що допомагає запобігти перегріву матеріалу, так як в цьому випадку найбільш гарячі гази дотикаються до матеріалу, що має найбільшу вологість. Щоб запобігти підсиленого виносу пилу з газами останні просмоктовуються крізь барабан вентилятором 8 з середньою швидкістю, що не перевищує 2-3 м/с. Перед викидом в атмосферу відпрацьовані газы очищують від пилу у циклоні 9. На кінцях барабану часто встановлюють ущільнюючі прилади (наприклад лабіринтні), що ускладнюють витіки сушильного агента.



Барабанна сушарка:

1 – барабан; 2 – бандажі; 3 – опірні ролики; 4 – передача; 5 – опірно-упорні ролики; 6 – живильник; 7 – лопаті; 8 – вентилятор; 9 – циклон; 10 – розвантажувальна камера; 11 – розвантажувальний пристрій

Біля розвантажувального кінця барабану є підпирний пристрій у вигляді суцільного кільця або кільця, утвореного кільцеподібно розміщеними поворотними лопатками (у вигляді жалюзі). Призначення цього кільця – підтримувати певну ступінь заповнення барабану матеріалом; як правило, ступінь заповнення не перевищує 20%. Час перебування зазвичай регулюється часом обертання барабану і рідше – зміною кута його нахилу. Висушений матеріал видаляється з камери 10 крізь розвантажувальний пристрій 11, за допомогою якого герметизується камера 10 і попереджається потрапляння в неї повітря ззовні. Якби повітря потрапило в камеру, це призвело б до некорисному збільшенню продуктивності і енергії, що споживається вентилятором 8.

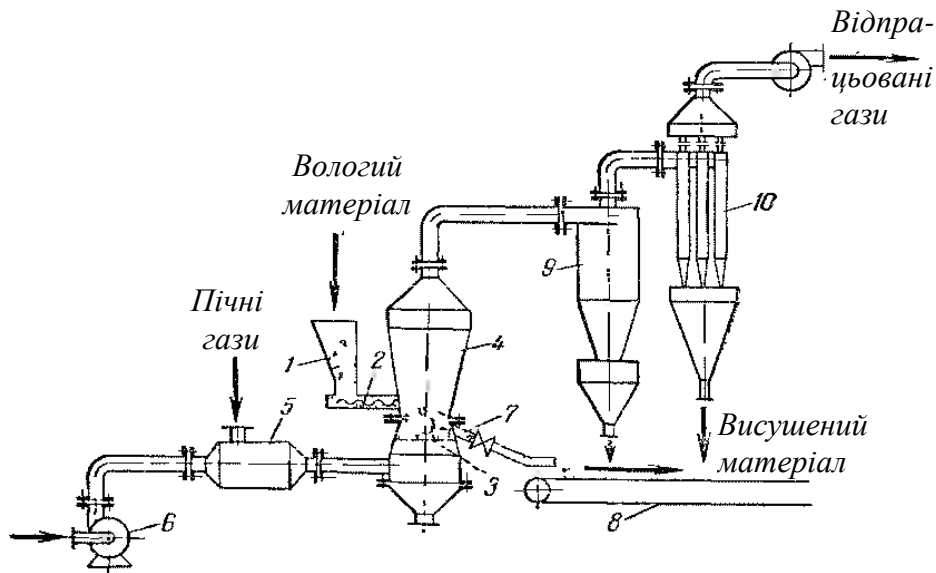
Переваги. Рівномірний безперервний режим сушіння.

Недоліки. Складність конструкції та чистки.

Сушарка з киплячим шаром

Призначення: В хімічній технології не лише для сушіння сильно сипучих зернистих матеріалів (наприклад мінеральних і органічних солей), але і матеріалів, що схильні до кумкання, наприклад для сульфату амонію, а також пастоподібних матеріалів, розчинів, розплавів. суспензій.

Принцип дії: Матеріал, що висушується, подається з бункера 1 живильником 2 в шар матеріалу, «киплячого» на газорозподіляючій решітці 3 в камері 4 сушарки. Сушильний агент – гаряче повітря або пічні гази, розбавлені повітрям, який подається у змішувальну камеру 5 вентилятором 6, - проходить з заданою швидкістю крізь отвори решітки 3 і підтримує на ній матеріал в киплячому (псевдозрідженому) стані. Висушений матеріал висипається крізь штуцер 7 дещо вище ґратки 3 і видаляється транспортером 8. Відпрацьовані гази очищуються від внесеного пилу в циклоні 9 і батарейному пиловловлювачі 10, після чого викидаються в атмосферу.



О
дно
камер
на
суш
арка
з
кипл
ячим

шаром:

- 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – газорозподілююча решітка;
 4 – камера сушарки; 5 – змішувальна камера; 6 – вентилятор;
 7 – штуцер для вивантаження висушеного матеріалу; 8 – транспортер;
 9 – циклон; 10 – батарейний пилеуловлювач

Переваги. Рівномірний та швидкий режим сушки. Матеріал з усіх боків контактує з сушильним агентом.

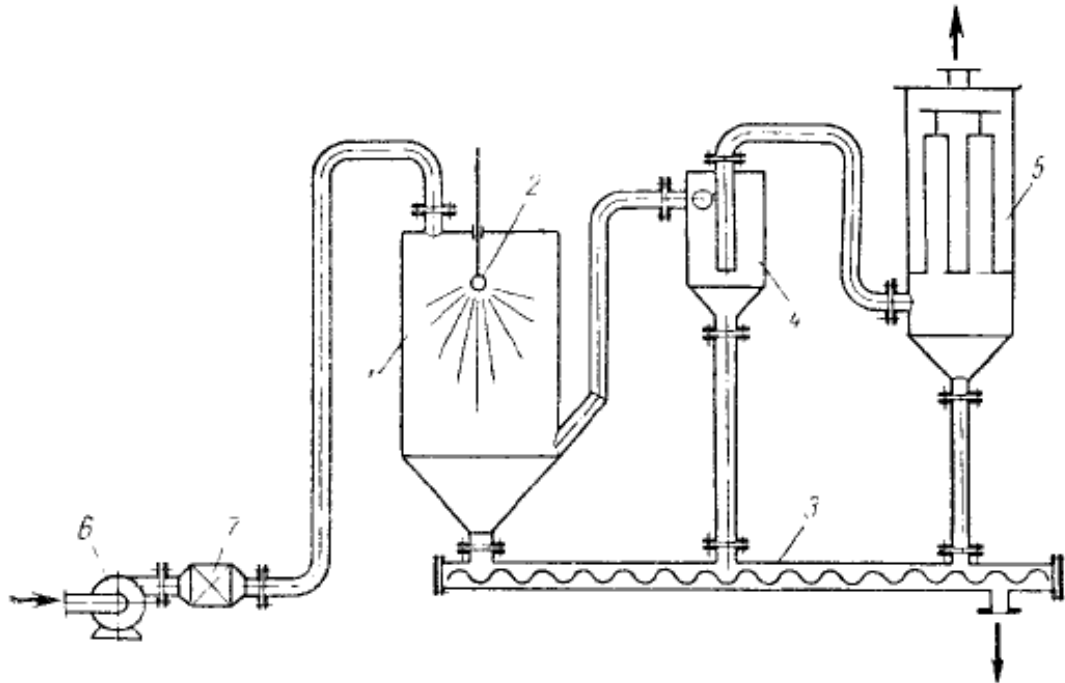
Недоліки. Складність конструкції та очистки. Можливість забиття фільтрів пилом.

Розпилююча сушарка

Призначення: Використовується для сушіння в'язких рідин та речовин, що не містять твердих часток, так як форсунки чутливі до забруднення.

Принцип дії: Матеріал подається в камеру 1 через форсунку 7. Сушильний агент рухається паралельним потоком з матеріалом. Дрібні тверді частки висушеного матеріалу осідають на дно камери і відводяться шнеком 3. Відпрацьований сушильний агент після очистки від пилу в циклоні 4 і рукавному фільтрі 5 викидається в атмосферу.

Розпилюючі сушарки працюють по принципу протитечії і змішаного току. Але протитечія особливо розповсюджена, так як дозволяє проводити сушіння при високих температурах без перегріву матеріалу.



Розпилююча сушарка:

1 – камера сушки; 2 – форсунка; 3 – шнек для розвантаження висушеного матеріалу; 4 – циклон; 5 – рукавний фільтр; 6 – вентилятор; 7 – калорифер.

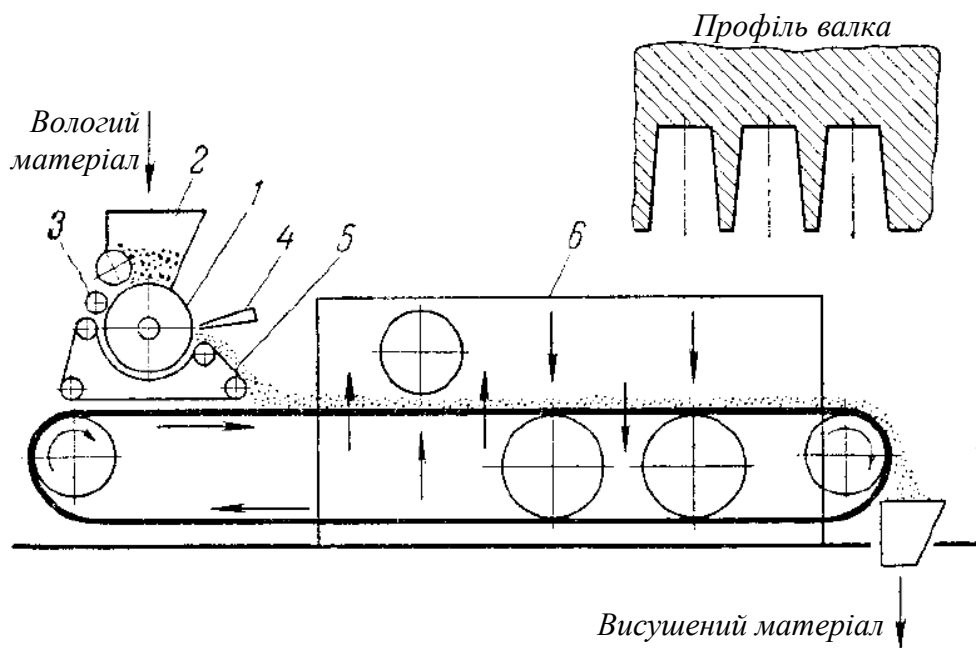
Переваги: Висока інтенсивність випаровування вологи за рахунок розпилення матеріалу що висушує в сушильній камері. Велика швидкість процесу при м'яких температурних умовах, що дозволяє отримати якісний порошковидний продукт, що добре розчиняється і не вимагає подальшого подрібнення.

Недоліки: Громіздкість апарату. Складність конструкції. Неоднорідність розпилення.

Одновалкова формуюча сушарка

Призначення: Використовується для сушіння густих матеріалів.

Принцип дії: Барабан (валок) 1 сушки має рихлу поверхню з кільцевими канавками глибиною 6-10 мм. Паста із завантажувальної борінки 2 вмащується в канавки за допомогою притискного валика 3. За один оберт барабану в його канавках утворюється відформовані палички пористої структури, які легко виламуються невеликими шматочками під дією гребінчастого ножа 4. Досушування матеріалу проводиться в барабанній або стрічковій сушці, в яку палички відформованого матеріалу подаються по транспортній стрічці 5. Такі комбіновані сушарки називаються відповідно валково-барабанними або валково-стрічковими.



Одновалкова формуюча сушарка:

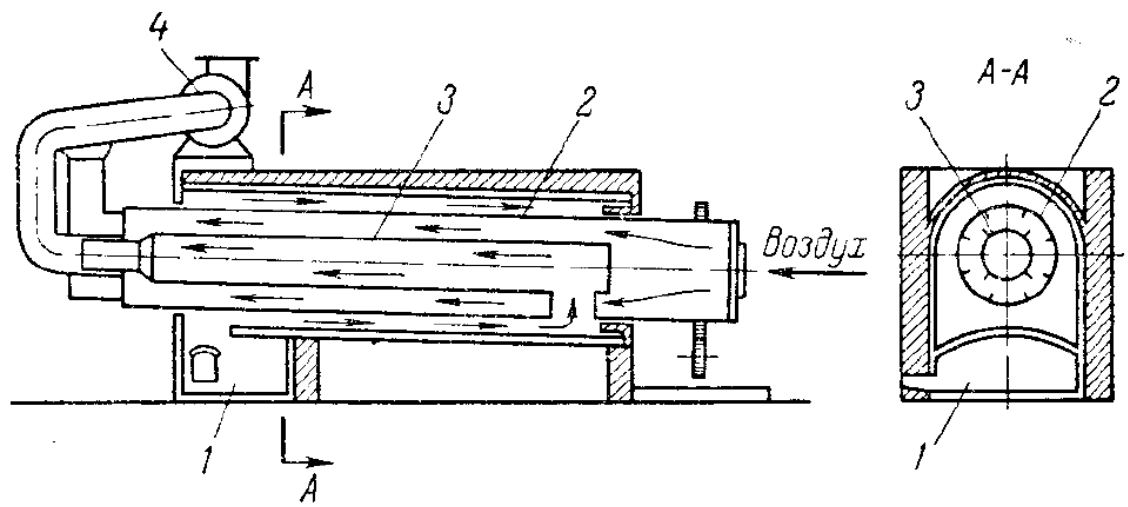
- 1 – формуючий барабан; 2 – завантажувальна борінка;
- 3 – притискний валик; 4 – гребінчастий ніж; 5 – транспортер;
- 6 – стрічкова сушарка.

Переваги: Значна якість сушіння, за рахунок поєднання двох конструкцій. Безперервна дія. Не потребують ручного обслуговування.

Недоліки: Складність конструкції. Дана сушка вимагає значних енерговитрат.

Барабанна контактна сушарка

Призначення: Барабанна контактна сушарка використовується в тих випадках, коли для уникнення забруднення матеріалу, що висушується, не допускається його контакт з пічними газами.



Барабанна контактна сушарка:

1 – піч; 2 – барабан; 3 – внутрішній циліндр; 4 – вентилятор

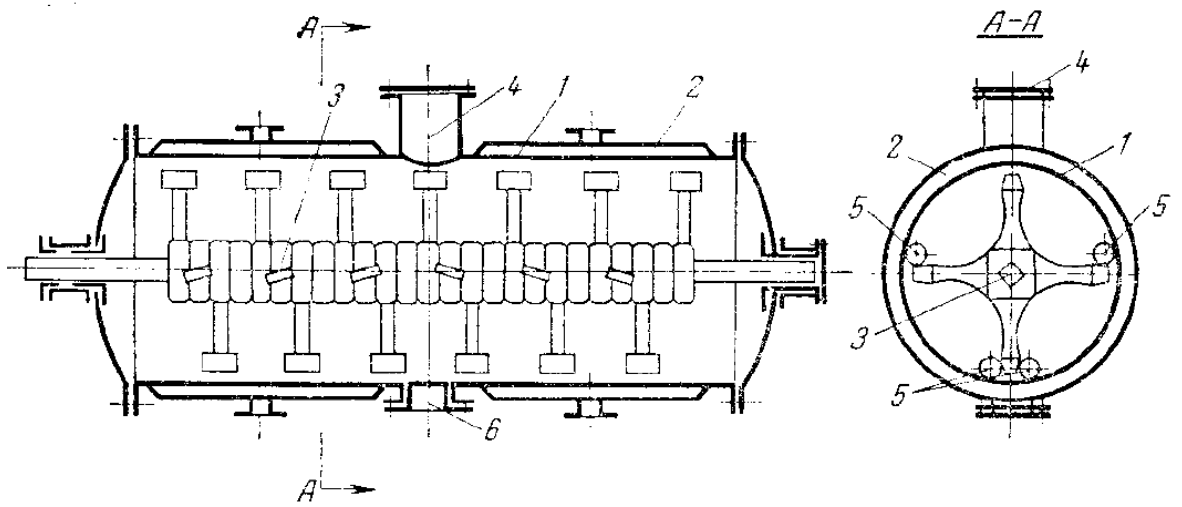
Принцип дії: В барабанній контактній сушарці з передачею тепла через стінку, пічні гази, отримані в печі 1, омивають барабан 2 ззовні, а потім проходять через внутрішній циліндр 3 і відсмоктуються вентилятором 4. Матеріал, що висушується, рухається зліва направо по кільцевому простору між стінками барабану 2 і циліндра 3.

Переваги: Простота конструкції. Можливість сушити матеріали, контакт яких з пічними газами недопустимий.

Недоліки: Малий коефіцієнт теплопередачі від газів до матеріалу через стінку.

Гребкова вакуум-сушка

Призначення: Даний апарат використовується для висушування чутливих до високих температур, а також токсичних та вибухонебезпечних речовин, для отримання висушених продуктів високої чистоти, а також в тих випадках, коли необхідна конденсація пари неводних розчинників, що видаляються з матеріалів.



Гребкова вакуум-сушка:

- 1 – корпус сушарки; 2 – парова рубашка; 3 – мішалка;
4 – завантажувальний люк; 5 – труби, які сприяють перемішуванню матеріалу;
6 – розвантажувальний люк

Принцип дії: Гребкова сушарка складається з циліндричного корпусу 1 з паровою рубашкою 2 і мішалки 3. Гребки мішалки закріплені на валу взаємно перпендикулярно; на одній половині довжини барабану гребки мішалки зігнуті в одну сторону, на другій половині – в протилежну. Мішалка має реверсний привід, який автоматично змінює кожні 5-8 хв. напрям його обертання. Тому при роботі мішалки матеріал (завантажений через люк 4) періодично переміщається від периферії до середини барабану і в зворотному напрямку. Вал мішалки може бути пологим і через нього можна здійснювати нагрівання матеріалу, що висушується. Труби 5, що вільно перекочуються між гребками,

сприяють руйнуванню грудок і додатково перемішують матеріал. Розвантаження висушеного матеріалу проводиться через люк 6. Корпус сушарки з'єднаний з поверхневим або барометричним конденсатором і вакуум-насосом.

Переваги: Збільшення швидкості сушіння за рахунок перемішування матеріалу, що повільно обертається горизонтальною мішалкою з гребками. Працюють автоматично.

Недоліки: Складність конструкції.

3. Опис і обґрунтування обраної конструкції

Барабанні сушарки використовуються для неперервного сушіння при атмосферному тиску шматкових, зернистих і сипучих матеріалів (мінеральних солей, хлоридів, фосфоритів та ін.)

Барабанна сушарка має циліндричний барабан, який встановлений з невеликим нахилом до горизонту ($1/15—1/50$) він опирається за допомогою бандажів 2 на ролики 3. Барабан починає рухатись за допомогою електродвигуна через зубчасту передачу 4 і редуктор. Число обертів барабану зазвичай не перевищує 5-8 об. у хв. Положення його в осьовому напрямку фіксується упорними роликами 5. Матеріал подається в барабан підживлювачем 6, перед цим підсушується, перемішуючись лопастями 7 приймально-гвинтової насадки, потім поступає на внутрішню насадку, яка розташована майже по всій довжині барабану. Насадка забезпечує рівномірний розподіл і добре перемішування матеріалу по перерізу барабану, а також його тісний контакт при пересипанні з сушильним агентом – димовими газами.

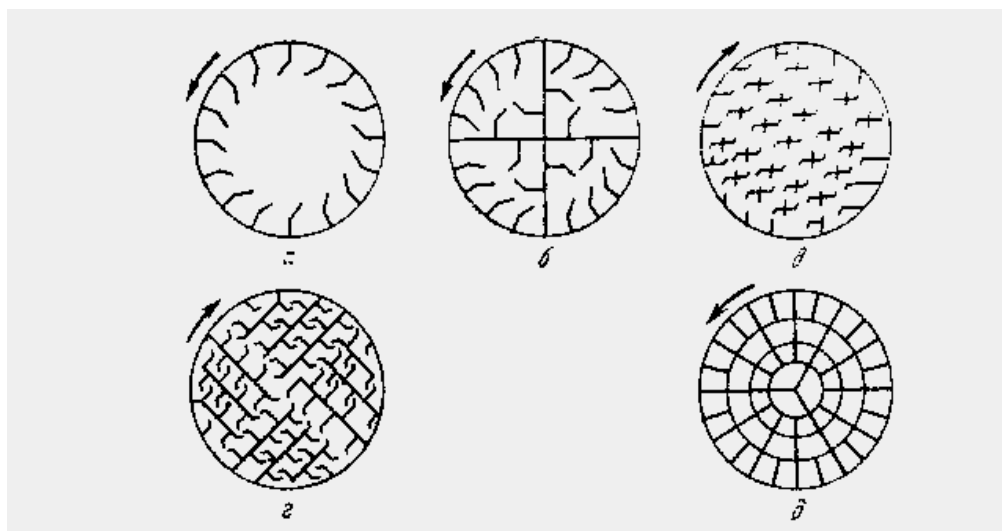
Гази і матеріал особливо часто рухаються прямотоком, що не дозволяє перегріву матеріалу, так як в цьому випадку найбільш гарячі гази дотикаються до матеріалу, який має невелику вологість. Для того щоб не допустити виносу пилу з газами останні пропускаються через барабан вентилятором 8 з середньою швидкістю, яка не перевищує 2-3 м/с. Щоб уникнути посиленого виносу пилу з газами останні пропускаються через барабан вентилятором 8 з середньою швидкістю, що не перевищує 2—3 м/с. Перед викидом в атмосферу відпрацьовані гази очищуються від пилу в циклоні 9. На кінцях барабана часто встановлюють загущуючі пристрої (наприклад, лабіринтні), які затримують витік сушильного агенту.

У розвантажуючого кінця барабану є підпирний прилад у вигляді кільця або кільця, утвореного лопатками (у вигляді жалюзі). Призначення цього кільця – підтримувати установлену ступінь заповнення барабану матеріалом (не більше 20 %). Час перебування зазвичай регулюється швидкістю обертання

барабану і рідше – зміною кута його нахилу. Висохлий матеріал виводиться із камери 10 через розвантажуючий пристрій 11, за допомогою якого герметизується камера 10. Підсоси повітря призвели б до марної витрати енергії, яку споживає вентилятор 8.

Вибір насадки залежить від розміру частинок і властивостей матеріалу, який висушується.

Підіймально – лопатева насадка використовується для сушки великих частинок, які здатні налипати, а секторна насадка – для мало сипучих і великих частинок матеріалу з великою густиною. Для маленьких розмірів частинок використовуються розподільчі насадки. Сушка дуже дрібних матеріалів здійснюється за допомогою перевалочної насадки з закритими комірками.



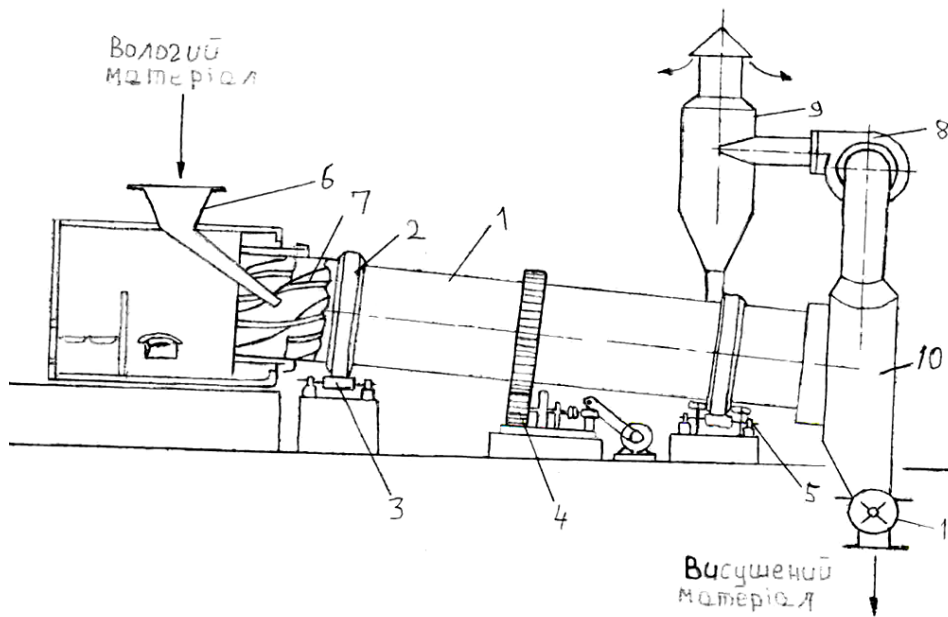
Типи насадок барабанних сушарок: а – підіймально-лопатева ;
б – секторна; в,г – розподільна; д – перевалочна

Переваги :

- 1) інтенсивна і рівномірна сушка внаслідок тісного контакту матеріалу і сушильного агенту .
- 2) компактність установки.

Недоліки:

Необхідність укомплектування енергомісткими приладами: циклоном, електродвигуном т.ін.



- 1 – барабан; 2 – бандажі; 3 – опорні ролики; 4 – зубчата передача;
5 – опорно-упорні ролики; 6 – підживлювач; 7 – лопасті;
8 – вентилятор; 9 – циклон; 10 – розвантажувальна камера;
11 – розвантажний пристрій.

Рисунок 1 – Схема барабанної сушарки

4. Розрахунок основних параметрів барабанної сушарки

5.

Розрахунок проводимо аналітичним шляхом по методиці приведені в[1].

Нехай температура повітря на вході в сушарку $t_1 = 110^\circ\text{C}$, а на виході $t_2 = 60^\circ\text{C}$. Коефіцієнт заповнення барабана $\beta = 0,14\%$.

Нехай для зимових умов середня температура $t_0 = -2^\circ\text{C}$, а відносна вологість $\varphi_0 = 84\%$. Припускаючи, що барометричний тиск в даній місцевості $B = 762$ мм.рт.ст. (10360 кгс/м²). Визначаємо аналітично b_0 і I_0 .

Вологовміст зовнішнього повітря:

$$d_0 = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n} = 622 \cdot \frac{0,84 \cdot 52,7}{10360 - 0,84 \cdot 52,7} = 2,669 \text{ г/кг} = 0,02669 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$p_n = 52,7 \text{ кгс/м}^2$$

Тепловміст зовнішнього повітря:

$$I_0 = 0,24t_0 + (595 + 0,47t_0) \frac{d_0}{1000} = 0,24 \cdot (-2) + (595 - 0,47 \cdot 2) \frac{2,669}{1000} = 1,106 \text{ ккал/кг} = 4,63 \text{ кДж/кг}$$

Стан повітря на виході із калорифера характеризується параметрами

$$t_1 = 110^\circ\text{C}, d_0 = d_1 = 2,669 \text{ г/кг} = 0,02669 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$I_1 = 0,24t_1 + (595 + 0,47t_1) \frac{d_1}{1000} = 0,24 \cdot 110 + (595 + 0,47 \cdot 110) \frac{2,669}{1000} = 27,99 \text{ ккал/кг} = 117,17 \text{ кДж/кг}$$

Параметри повітря на виході із сушарки: задаємось

$t_2 = 60^\circ\text{C}$ і $\varphi_2 = 17\%$. При 60°C $p_n = 2031$ кгс/м², тоді

$$d_2 = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n} = 622 \cdot \frac{0,17 \cdot 2031}{10360 - 0,17 \cdot 2031} = 21,44 \text{ г/кг} = 0,02144 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$I_2 = 0,24t_2 + (595 + 0,47t_2) \frac{d_2}{1000} = 0,24 \cdot 60 + (595 + 0,47 \cdot 60) \frac{21,44}{1000} = 27,76 \text{ ккал/кг} = 116,2 \text{ кДж/кг}$$

Нехай для літніх умов $t_0 = 21,4^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 66\%$.

Вологовміст зовнішнього повітря:

$$d_0 = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n} = 622 \cdot \frac{0,66 \cdot 28}{10360 - 0,66 \cdot 28} = 1,111 \text{ г / кг} = 0,0111 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$p_n = 28 \text{ кгс / м}^2$$

Тепловміст зовнішнього повітря:

$$I_0 = 0,24t_0 + (595 + 0,47t_0) \frac{d_0}{1000} = 0,24 \cdot 21,4 + (595 + 0,47 \cdot 21,4) \frac{1,111}{1000} = 5,64 \text{ ккал / кг} = 23,61 \text{ кДж / кг}$$

Стан повітря на виході із калорифера характеризується параметрами:

$$t_1 = 110^\circ\text{C}, \quad d_0 = d_1 = 1,111 \text{ г / кг} = 0,0111 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$I_1 = 0,24t_1 + (595 + 0,47t_1) \frac{d_1}{1000} = 0,24 \cdot 110 + (595 + 0,47 \cdot 110) \frac{1,111}{1000} = 27,12 \text{ ккал / кг} = 113,52 \text{ кДж / кг}$$

$p_n = 81 \text{ кгс / м}^2$, тоді

$$d_2 = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n} = 622 \cdot \frac{0,66 \cdot 81}{10360 - 0,66 \cdot 81} = 3,226 \text{ г / кг} =$$

$$= 0,03226 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}}$$

$$I_2 = 0,24t_2 + (595 + 0,47t_2) \frac{d_2}{1000} = 0,24 \cdot 60 + (595 + 0,47 \cdot 60) \frac{3,226}{1000} = 27,76 \text{ ккал / кг} = 116,2 \text{ кДж / кг}$$

Матеріальний баланс сушарки

Визначення кількості видаленої вологи за одиницю часу.

$$1 \text{ кг / с} = 3600 \text{ кг / год}$$

4.1.1 Кількість вологого матеріалу, який поступає на сушку:

$$G_1 = G_{\text{сух}} \frac{100}{100 - \omega_1} = 3600 \cdot \frac{100}{100 - 4} = 3750 \text{ кг / год}$$

4.1.2 Кількість висушеного матеріалу:

$$G_2 = G_{\text{сух}} \frac{100}{100 - \omega_2} = 3600 \cdot \frac{100}{100 - 0,3} = 3610,83 \text{ кг / год}$$

4.1.3 Кількість видаленої вологи:

$$W = G_1 - G_2 = 3750 - 3610,83 = 139,17 \text{ кг} / \text{год}$$

Кількість вологи, яка видалена в сушарці:

$$W = G_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2} = 3750 \cdot \frac{4 - 0,3}{100 - 0,3} = 139,168 \text{ кг} / \text{год}$$

Попередній вибір основних габаритних розмірів барабана

Об'єм барабана:

Задаємося $A_v = 6 \text{ кг} / (\text{м}^3 \cdot \text{год})$, $D_6 = 1600 \text{ мм}$

$$V_6 = \frac{W}{A_v} = \frac{139,17}{6} = 23,2 \text{ м}^3$$

Довжина барабана:

$$L_6 = \frac{V_6}{0,785 \cdot D_6^2} = \frac{23,2}{0,785 \cdot 1,6^2} = 11,54 \text{ м}$$

Приймаємо $L_6 = 11 \text{ м}$, $\frac{L_6}{D_6} = \frac{11}{1,6} = 6,875$; Це допустимо, так як

$$3,5 < 6,875 < 7,0.$$

Розрахунок сушарки

- для літніх умов

Питомі витрати сухого повітря на 1 кг вологи:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1} = \frac{1000}{0,0323 - 0,011} = 47,2 \text{ кг}$$

Годинні витрати повітря:

$$L = l \cdot W = 47,2 \cdot 139,17 = 6568,8 \text{ кг} / \text{год}$$

Об'єм повітря на вході в сушарку:

$$V_1 = v_1 L = 1,11 \cdot 6568,8 = 7291,37 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $v_1 = 1,11 \text{ м}^3 / \text{год}$ - питомий об'єм вологого повітря при $t_1 = 110^\circ\text{C}$.

Об'єм повітря на виході із сушарки:

$$V_2 = v_2 L = 0,99 \cdot 6568,8 = 6503 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $v_2 = 0,99 \text{ м}^3 / \text{год}$ - питомий об'єм вологого повітря при $t_2 = 60^\circ\text{C}$.

Витрати тепла на підігрів повітря в калорифері:

$$q_k = l(I_1 - I_0) = 47,2 \cdot (27,12 - 5,64) = 1013,86 \text{ ккал} = 4244,02 \text{ кДж}$$

Годинні витрати тепла:

$$Q_r = q_k W = 1013,86 \cdot 139,17 = 141098,34 \text{ ккал} / \text{год} = 590637,7 \text{ кДж} / \text{год}$$

- для зимових умов

Питомі витрати сухого повітря на 1 кг вологи:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1} = \frac{1000}{21,44 - 2,669} = 53,3 \text{ кг}$$

Годинні витрати повітря:

$$L = l \cdot W = 53,3 \cdot 139,17 = 7417,76 \text{ кг} / \text{год}$$

Об'єм повітря на вході в сушарку:

$$V_1 = v_1 L = 1,11 \cdot 7417,76 = 8233,7 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $v_1 = 1,11 \text{ м}^3 / \text{год}$ - питомий об'єм вологого повітря при $t_1 = 110^\circ\text{C}$.

Об'єм повітря на виході із сушарки:

$$V_2 = v_2 L = 0,99 \cdot 7417,76 = 7343 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $v_2 = 0,99 \text{ м}^3 / \text{год}$ - питомий об'єм вологого повітря при $t_2 = 60^\circ \text{C}$.

Витрати тепла на підігрів повітря в калорифері:

$$q_k = l(I_1 - I_0) = 53,3 \cdot (27,98 - 1,106) = 1432,38 \text{ ккал} = 5995,94 \text{ кДж}$$

Годинні витрати тепла:

$$Q_r = q_k W = 1432,38 \cdot 139,17 = 199344,91 \text{ ккал} / \text{год} = 834457,8 \text{ кДж} / \text{год}$$

Втрати теплоти в навколишнє середовище

- для літніх умов

Середня швидкість повітря в сушарці:

$$w_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot (V_1 + V_2)}{F_{\text{с}} \cdot (1 - \beta)} = \frac{0,5 \cdot (7291 + 6503)}{0,785 \cdot 1,6^2 (1 - 0,15 \cdot 3600)} = 1,098 \text{ м} / \text{с}$$

Середня температура

$$t_f = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{110 + 60}{2} = 85^\circ \text{C}$$

де $\nu = 21,595 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ - кінематична в'язкість

$$\lambda = 2,655 \cdot 10^{-2} \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 3,088 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}) \quad - \quad \text{коєфіцієнт}$$

теплопровідності.

Для визначення режиму руху повітря знаходимо:

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{ср}} D_{\text{с}}}{\nu} = \frac{1,098 \cdot 1,6}{21,595 \cdot 10^{-6}} = 8,14 \cdot 10^4$$

Так як $\text{Re} > 10^4$ то коєфіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки за рахунок вимушеної конвекції:

$$\text{Nu}_f = 0,018 \cdot (\text{Re})^{0,8} \cdot \varepsilon = 0,018 \cdot (8,14 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,16 = 177,1$$

$$\varepsilon = 1,16$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_f \cdot \lambda}{D_6} = \frac{177,1 \cdot 2,655 \cdot 10^{-2}}{1,6} = 2,94 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 3,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

- ДЛЯ ЗИМОВИХ УМОВ

Середня швидкість повітря в сушарці:

$$\omega_B^{\text{cp}} = \frac{0,5 \cdot (V1 + V2)}{F_6 \cdot (1 - \beta)} = \frac{0,5 \cdot (8234 + 7344)}{0,785 \cdot 1,6^2 (1 - 0,15 \cdot 3600)} = 1,26 \text{ м/с}$$

Середня температура

$$t_f = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{110 + 60}{2} = 85^\circ \text{C}$$

де $\nu = 21,595 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - кінематична в'язкість

$\lambda = 2,655 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 3,088 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт

теплопровідності

Для визначення режиму руху повітря знаходимо:

$$Re = \frac{\omega_B D_6}{\nu} = \frac{1,26 \cdot 1,6}{21,595 \cdot 10^{-6}} = 9,34 \cdot 10^4$$

Так як $Re > 10^4$ то коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря за рахунок вимушеної конвекції може бути розрахований за рівнянням:

$$Nu_f = 0,018 \cdot (Re)^{0,8} \cdot \varepsilon = 0,018 \cdot (9,34 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,16 = 197,7$$

$$\varepsilon = 1,16$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_f \cdot \lambda}{D_6} = \frac{197,7 \cdot 2,655 \cdot 10^{-2}}{1,6} = 3,28 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 3,815 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі за рахунок звичайної конвекції:

$$Nu_f = 0,47 \cdot (Cr)^{0,25} = 0,47 \cdot (2 \cdot 10^{10})^{0,25} = 176,75$$

Критерій Грасгофа:

$$Cr = \frac{g \cdot D_6^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta t}{T} = \frac{9,81 \cdot 1,6^3 \cdot 85}{(21,595 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 358} = 2 \cdot 10^{10}$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1'' = \frac{176,75 \cdot 2,655 \cdot 10^{-2}}{1,6} = 2,93 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 3,408 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки:

$$\alpha_1 = 1,25 \cdot (\alpha_1'' + \alpha_1) = 1,25 \cdot (2,93 + 2,94) = 7,34 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 8,54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Припускаємо, що температура в цеху - $t_y = 15^\circ \text{C}$, а температура ізолюваної зовнішньої стінки барабана - $t_{w^2} = 30^\circ \text{C}$

Середня температура пограничного шару повітря біля стінки:

$$t_{n.шар.} = \frac{30 + 15}{2} = 22^\circ \text{C}$$

при цих умовах

$$\nu = 15,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$$

$$\lambda = 2,25 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 2,617 \cdot 10^{-2} /(\text{м} \cdot \text{К})$$

$$\text{Критерій Грасгофа: } Cr = \frac{9,81 \cdot 1,7^3 \cdot 15}{(1,51 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 288} = 107 \cdot 10^8$$

Приймаємо із урахуванням товщини стінки і шару ізоляції:

$$D_n = 1,7 \text{ м}$$

Тоді

$$(Cr \cdot Pr) = (107 \cdot 10^8 \cdot 0,7) = 75 \cdot 10^8 > 2 \cdot 10^6$$

Знаходимо критерій Нусельта:

$$Nu_T = 0,135 \cdot \sqrt[3]{Cr \cdot Pr} = 0,135 \cdot \sqrt[3]{75 \cdot 10^8} = 263$$

Тоді

$$\alpha_2' = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_n} = \frac{263 \cdot 2,25 \cdot 10^{-2}}{1,7} = 3,48 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 4,047 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Променевий коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2'' = \frac{\varepsilon_n \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cp}}{100} \right)^4 \right]}{T_{cm} - T_{cp}} = \frac{0,95 \cdot 4,96 \left[\left(\frac{273 + 30}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 15}{100} \right)^4 \right]}{30 - 15} =$$

$$= 4,76 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 5,536 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тут $\varepsilon_n = 0,95$ - ступінь чорноти для поверхні;

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки барабана до повітря:

$$\alpha_2 = \alpha_2' + \alpha_2'' = 3,48 + 4,76 = 8,24 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) = 9,583 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Питомий тепловий потік:

$$q_l = \pi \cdot D_\delta \cdot \alpha_1 \cdot (t_f - t_{w_1}) = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 7,36 \cdot (85 - 60) = 924,42 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) =$$

$$= 1075,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

$$t_{w_1} = 60^\circ \text{C}$$

Загальний коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{(\delta_1 + \delta_3)}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{7,36} + \frac{1}{8,24} + \frac{(0,01 + 0,001)}{39} + \frac{0,03}{0,095}} = 1,74 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}) =$$

$$= 2,024 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площа поверхні теплообміну:

$$F = \pi \cdot D_n \cdot L_{\sigma} + 2 \cdot 0,785 \cdot D_n^2 = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 11 + 2 \cdot 0,785 \cdot 1,6^2 = 59,28 \text{ м}^2$$

Втрати тепла в навколишнє середовище на 1 кг вологи:

$$q_n = \frac{K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{W} = \frac{1,74 \cdot 59,28 \cdot 85}{139,17} = 63 \text{ ккал} = 263,72 \text{ кДж}$$

Тепловий баланс сушарки

- для літніх умов

Прихід тепла в ккал на 1 кг вологи:

1) з повітрям $q = l \cdot I_0 = 47,2 \cdot 5,64 = 266,21 \text{ ккал} = 1114,36 \text{ кДж}$

2) з вологістю матеріала $q = 1 \cdot \theta_1 = 30 \text{ ккал} = 125,6 \text{ кДж}$

3) з матеріалом

$$q = \frac{G_2}{W} \cdot c_m'' \cdot \theta_1 = \frac{3610,83}{139,17} \cdot 0,23 \cdot 30 = 179 \text{ ккал} = 749,3 \text{ кДж}$$

Де теплоємність на виході із сушарки визначена по такій формулі:

$$c_m'' = 0,23 \cdot \frac{100 - 0,1}{100} + \frac{0,1}{100} = 0,23 \text{ ккал / кг} \cdot ^\circ \text{C} = 0,963 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$$

4) від створювача тепла $q_k = 1013,86 \text{ ккал} = 4244,02 \text{ кДж}$

Сума: $1489,1 \text{ ккал / кг} = 6234,21 \text{ кДж / кг}$

Витрати теплоти в ккал на 1 кг вологи:

1) з повітрям $q = l \cdot l_2 = 47,2 \cdot 27,76 = 1310,27 \text{ ккал} = 5484,8 \text{ кДж}$

2) з матеріалом $q_m = \frac{3610,83}{139,17} \cdot 0,23 \cdot 30 = 179 \text{ ккал} = 749,3 \text{ кДж}$

Витрати в навколишнє середовище $q_{\text{вт}} = 65,89 \text{ ккал} = 275,82 \text{ кДж}$

Сума: $1555,2 \text{ ккал / кг} = 6510,067 \text{ кДж / кг}$

для зимових умов

Прихід тепла в ккал на 1 кг вологи:

1) з повітрям $q = l \cdot I_0 = 53,3 \cdot 1,106 = 58,95 \text{ ккал} = 246,76 \text{ кДж}$

2) з вологістю матеріала $q = 1 \cdot \theta_1 = 20 \text{ ккал} = 83,72 \text{ кДж}$

3) з матеріалом

$$q = \frac{G_2}{W} \cdot c_m'' \cdot \theta_1 = \frac{3610,83}{139,17} \cdot 0,23 \cdot 20 = 119,35 \text{ ккал} = 499,6 \text{ кДж}$$

Де теплоємність на виході із сушарки визначена по такій формулі:

$$c_m'' = 0,23 \cdot \frac{100 - 0,1}{100} + \frac{0,1}{100} = 0,23 \text{ ккал / кг} \cdot ^\circ \text{C} = 0,963 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$$

1) від створювача тепла $q_k = 1432,38 \text{ ккал} = 5995,94 \text{ кДж}$

Сума: $1630,91 \text{ ккал / кг} = 6826,99 \text{ кДж / кг}$

Витрати теплоти в ккал на 1 кг вологи:

1) з повітрям $q = 53,3 \cdot 27,76 = 1479,61 \text{ ккал} = 6193,65 \text{ кДж}$

2) з матеріалом $q_m = \frac{3610,83}{139,17} \cdot 0,23 \cdot 20 = 119,35 \text{ ккал} = 499,6 \text{ кДж}$

3) Витрати в навколишнє середовище $q_{em} = 65,89 \text{ ккал} = 275,82 \text{ кДж}$

Сума: $1664,85 \text{ ккал / кг} = 6969,06 \text{ кДж / кг}$

Визначення тривалості сушіння

Час сушки нітрату амонію можна розрахувати по формулі:

$$\tau = 120 \cdot \frac{\beta \cdot \rho \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{A_v \cdot [100 - \phi_1 + \omega_2]} = 120 \cdot \frac{0,14 \cdot 800 \cdot (4 - 0,3)}{7 \cdot [100 - \phi + 0,3]} = 36,3 \text{ хв}$$

де $\rho = 800 \text{ кг / м}^3$ - насипна маса матеріала

Перевіряємо розрахунок часу сушіння:

$$V_0 = 0,785 \cdot D_0^2 \cdot L_0 = 0,785 \cdot 1,6^2 \cdot 11,54 = 23,2 \text{ м}^3$$

Хвилинна об'ємна подача матеріала:

$$V = \frac{G_1}{60 \cdot \rho} = \frac{3750}{60 \cdot 800} = 0,07813 \text{ м}^3 / \text{хв}$$

Час сушіння:

$$\tau = \frac{V_o \cdot \beta}{V} = \frac{23,2 \cdot 0,14}{0,07813} = 41,57x6$$

Висновки

По заданих умовах розраховано процес конвективного сушіння нітрату амонію в барабанній сушарці за наступних умов.

Для зимових умов за $t_2 = 60^\circ\text{C}$ і $\varphi_2 = 17\%$, ми отримаємо такі результати:

$$d_0 = 0,02669 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}} - \text{вологоміст зовнішнього повітря}$$

$$d_2 = 0,2144 \frac{\text{кг(вологи)}}{\text{кг(абс.сух.пов.)}} - \text{вологоміст повітря на виході із сушарки}$$

$$I_2 = 116,2 \text{кДж/кг} - \text{тепловміст зовнішнього повітря}$$

$$L = 7417,76 \text{кг/год} - \text{годинні витрати повітря}$$

$$V_1 = 8233,7 \text{м}^3 / \text{год} - \text{об'єм повітря на вході в сушарку}$$

$$V_2 = 7343 \text{м}^3 / \text{год} - \text{об'єм повітря на виході з сушарки}$$

$$q_k = 5995,94 \text{кДж} - \text{витрати тепла на підігрів повітря в калорифері}$$

$$Q_r = 199344,91 \text{кДж/год} - \text{годинні витрати тепла}$$

Для літніх умов за $t_0 = 21,4^\circ\text{C}$ і $\varphi_0 = 66\%$, початкової температури матеріала $\theta = 30^\circ\text{C}$ і температури повітря в цеху $t_y = 25^\circ\text{C}$ ми отримаємо такі результати:

$$d_0 = 0,0111 \frac{\text{кг(волог)}}{\text{кг(абс.сух.)}} - \text{вологоміст зовнішнього повітря}$$

$$I_0 = 23,61 \text{кДж/кг} - \text{тепловміст зовнішнього повітря}$$

$$I_1 = 113,52 \text{кДж/кг} - \text{тепловміст повітря на виході із калорифера}$$

$$L = 6568,8 \text{кг/год} - \text{годинні витрати повітря}$$

$$V_1 = 7291,37 \text{м}^3 / \text{год} - \text{об'єм повітря на вході в сушарку}$$

$$V_2 = 6503 \text{м}^3 / \text{год} - \text{об'єм повітря на виході з сушарки}$$

$$q_k = 4244,02 \text{кДж} - \text{витрати тепла на підігрів повітря в калорифері}$$

$$Q_r = 590637,7 \text{кДж/год} - \text{годинні витрати тепла}$$

Матеріальний баланс сушарки:

$G_1 = 3750 \text{ кг} / \text{гс}$ - кількість вологого матеріала, який поступає в сушарку

$G_2 = 3610,83 \text{ кг}$ - кількість висушеного матеріала

$W = 139,17 \text{ кг} / \text{г}$ - кількість видаленої вологи

Вибрані такі габарити барабанної сушарки:

$V_6 = 23,2 \text{ м}^3$ - об'єм барабана

$L_6 = 12 \text{ м}$ - довжина барабана

$A_v = 6$ - напруга барабана по вологості

$\text{кг} / (\text{м}^3 \cdot \text{год})$

$D_6 = 1600 \text{ мм}$ - діаметр барабана

Ці параметри відповідають сушарці БН1,6-12НУ-01*, яка зображена на Рисунок 6.1

Отримана неув'язка теплового балансу для зимніх умов склала 142,073 кДж/кг вологи, що складає 2,04%, а для літніх умов склала 276,7 кДж/кг вологи, що складає 4,25%.

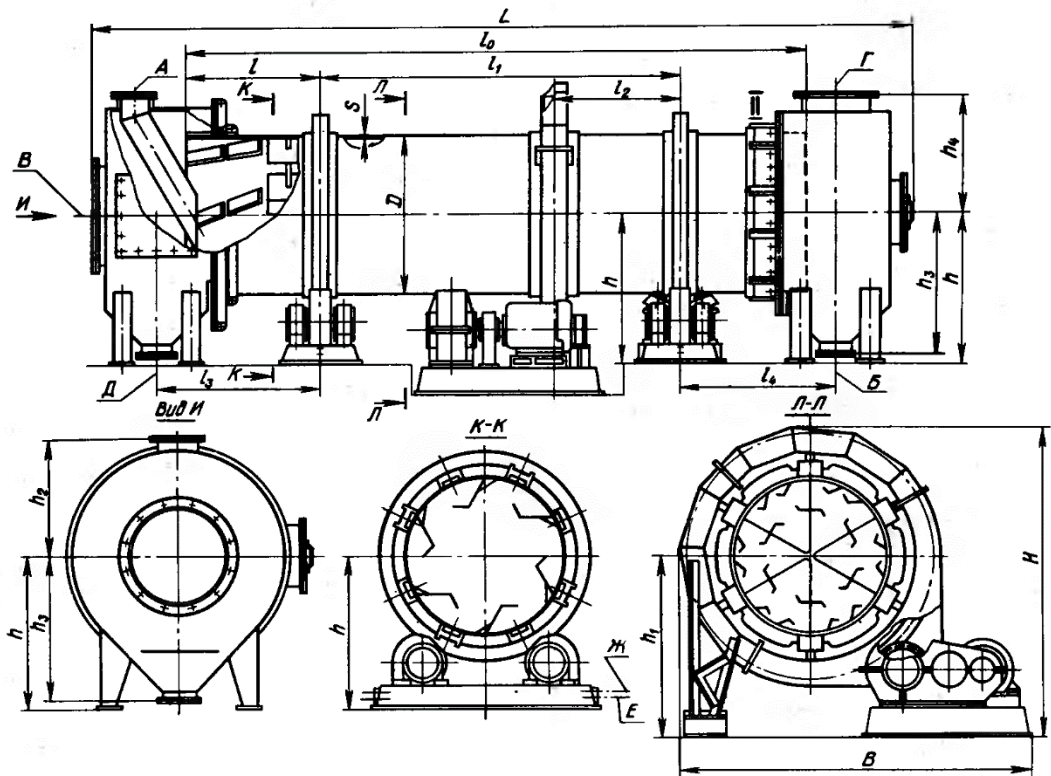


Рисунок 6.1 – Барабанна сушарка типу БН діаметром 1600 мм.

Технічна характеристика

Умовне позначення сушарки	Індекс ОКН	Діаметр і довжина барабана, мм		Частота обертання барабана, с-1	Потужність електродвигуна, кВт	Габаритні розміри, мм			Маса, кг
		D	І ₀			Довжина L	Ширина B	Висота H	
БН1,6-12НУ-01*	36 1331 1085	1600	1200	0,053	13,2	1348 0	2860	3255	1689 5

D	І ₀	I	І ₁	І ₂	І ₃	І ₄	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	S
мм												
160	1200	250	7000	110	272	275	145	177	110	1320	1080	8
0	0	0		0	5	0	3	0	0			

Таблиця штуцерів

Позначення	Призначення	Діаметр барабана D,мм	Умовний прохід, мм	Кількість
А	Вхід продукта	1600	325	1
Б	Вихід продукта		300□300	
В	Вхід теплоносія		1050	
Г	Вихід теплоносія		550	
Д	Вихід залишків продукта		300□300	
Е	Вхід води		25	4
Ж	Вихід води	25		

6. Список використаної літератури

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Приклади та задачі з курсу процесів та апаратів хімічної технології. – Л.: Хімія, 1987. – 576 с.
4. Процеси та апарати хімічної технології: навч. Посібник з курсового проектування/ А.І.Дубінін, Р.І. Гіврілов, І.О. Гузьова; за ред. / А.І.Дубінін. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 360с.
5. https://www.academia.edu/28031591/Dubinin_a_i_gavriliv_r_i_guz_ova_i_o_protsezi_ta_aparati_khi
6. Методичні вказівки по виконанню обчислювальної техніки по курсу “Машини та апарати хімічних виробництв алгоритм розрахунку реактора-полімеризатора” Київ КПІ 1981, 39 с.
7. Оформлення графічної документації. Методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / Укл. В.М. Марчевський. К. КПІ – 1989.
8. Фізична хімія. Під ред. Стромберг А.Г. М.: - Вища школа, 1988, 496 с.
9. Вимоги до оформлення текстової документації. Методичні вказівки до виконання курсових, бакалаврських і дипломних проектів. Укл. Степанюк А.Р., Швед М.П.
10. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи для студентів напрямку підготовки: 6.051301 «Хімічна технологія» з дисципліни «Процеси та апарати хімічних виробництв» : [Електронний ресурс]: /

НТУУ „КПІ”; уклад. М.П. Швед, Д.М. Швед. – Київ: НТУУ „КПІ”, 2017.
– 38 с.

11. «Сушильні апарати та установки. Каталог» / А. А. Корягін, В. Г. Восконянц, В. П. Осинський, В. В. Мамістов, Э. Л. Ламм, Б. Г. Езерницький, В. В. Токарьов, Л. Ф. Соколовская. / вид п'яте, виправлене та доп. / вид «ЦЕНТІХІМНАФТОМАШ» Москва, 1988. – 73 с.
12. Марчевський В.М. Конструкторська документація курсових і дипломних проектів: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. – К.: Норіта-плюс, 2006. – 280 с.: іл. ISBN 966-2975-04-7.

ДОДАТОК Г. Класифікатор ЄСКД

(редагована версія для використання в навчальному процесі)

КЛАС 06

ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ

ОБЛАДНАННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ, ТЕПЛОВИХ, МАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ 1.79.100

КЛАС 060000	Обладнання гідромеханічних, теплових, масообмінних процесів				
ПІДКЛАС 065000	Обладнання теплових, процесів				
ГРУПА 065100	Апарати та пристрої теплообмінні для нагріву, охолодження, випарювання, конденсації поверхневого типу				
ПІДГРУПА	ВИД				
065110 Теплообмінники та холодильники кожухотрубні	065111	Теплообмінники	з нерухомими трубними ґратками		
		2	з температурним компенсатором на кожусі		
		3	з плаваючою головою	без компенсатора	
		4		з компенсатором	
		5	з U-подібними трубами		
		6	Холодильники	з нерухомими трубними ґратками	
		7		з температурним компенсатором на кожусі	
		8		з плаваючою головою	
		9	Інші		
065120 Конденсатори кожухотрубні, кожухозмійовикові	065121	Кожухотрубні	з нерухомими трубними ґратками		
		2	з температурним компенсатором на кожусі		
		3	з плаваючою головою		
		4	Кожухозмійовикові		
		5			
		6			
		7			
		8			
		9	Інші		
065130 Випаровувачі кожухотрубні, кожухозмійовикові	065131	З гладкими трубами	з нерухомими трубними ґратками		
		2	з температурним компенсатором на кожусі		
		3	з паровим простором	з U-подібними трубами	
		4		з плаваючою головою	
		5	З оребреними трубами	з внутрішніми оребреням	
		6		з зовнішніми оребреням	

	7	Кожухозмійовикові		
	8			
	9	Інші		
065140 Теплообмінники, конденсатори, випаровувачі пластинчасті, панельні	065141	Пластинчас ті	нерозбірні	блочні
	2		розбірні	цільнозварні
	3			на консольні рамі
	4			на двухопорні рамі
	5			на трьхопорні раме
	6			на двухопорні рамі з промежною плитою
	7		Напівзбіжні	
	8	Панельні		
	9	Інші		
065150 Теплообмінники сотові, "труба в трубі", "посудина в посудині", змійовикові, кожухозмійовикові	065151	Сотові		
	2	"Труба в трубі"	Одно поточні	
	3		двух- та більш поточні	
	4	"Посудина в посудині "		
	5	Змійовикові	Погружні	
	6		Зрошувальні	
	7	Кожухозмійовико- ві	з неоребренними поверхнями теплообміну	
	8		з оребренними поверхнями теплообміну	
	9	Інші		
065160 Теплообмінники графітові блочні, спіральні, оребрені, з оболоню на стінці апаратів	065161		з циліндричними блоками	
	2		з прямокутними блоками	
	3	Кожухоблочні		
	4	Спіральные	з глухими кромками каналу	
	5		з тупіковими кромками каналу	
	5		з наскрізними кромками каналу	
	6	Оребрені		
	7	З оболоню на стінці апаратів		
	8			
9	Інші			
065170 Конденсатори (окрім кожухотрубних та змійовикових), повітряохолоджувачі	065171	Конденсатори	трубчато-ребристи	
	2		гладкотрубчаті	
	3		пластинчасто-ребристі	
	4	Повітряохолоджу- вачі	трубчато-ребристі	
	5		гладкотрубчаті	
	6		пластинчато-ребристі, пластинчасті та панельні	
	7			
	8			
	9	Інші		
065180 Повітрянагрівачі з оребренними поверхнями	065181	Пластинчасті	Одноходові	
	2		Багатоходові	
	3	Спірально-наливними	Одноходові	
	4		Багатоходові	
	5	Спірально-накатними	Одноходові	
	6		Багатоходові	

	7		
	8		
	9		
065190 Підігрівачі та випаровувачі вогневі з пальниками та їх блоки	065191	Підігрівачі	прямого підігріву
	2		з проміжним теплоносієм
	3		з жаровими трубами
	4	Випаровувачі	
	5	Блоки підігрівачів та випаровувачів	
	6		
	7		
	8		
	9		

КЛАС 060000	ОБЛАДНАННЯ гідромеханічних, теплових, масообмінних процесів		
ПІДКЛАС 065000	ОБЛАДНАННЯ теплових процесів		
ГРУПА 065200	Апарати повітряного охолодження		
	ПІДГРУПА	ВИД	
065210 Горизонтальні	065211	З роз'ємними камерами	одновентиляторні
	2	секцій	двохвентиляторні
	3		трьохвентиляторні
	4	З нероз'ємними	одновентиляторні
	5	камерами секцій	двохвентиляторні
	6		трьохвентиляторні
	7		
	8		
	9	Інші	
065220 Горизонтальні з рециркуляцією повітря	065221	З роз'ємними камерами	одновентиляторні
	2	секцій	двохвентиляторні
	3		трьохвентиляторні
	4	З нероз'ємними	одновентиляторні
	5	камерами секцій	двохвентиляторні
	6		трьохвентиляторні
	7		
	8		
	9	Інші	
065230 Горизонтальні з внутрешнім змеевиком для вязких та высоковязких продуктов	065231	Одновентиляторні	
	2	Двохвентиляторні	
	3	Трьохвентиляторні	
	4		
	5		
	6		
	7		
	8		
	9	Інші	

065240 Горизонтальні колекторні	065241	одноventиляторні	
	2	двохventиляторні	
	3	трьохventиляторні	
	4	Четырех- та более ventиляторные	
	5		
	6		
	7		
	8		
	9		
065250 Зигзагоподібні	065251	З роз'ємними камерами	одноventиляторні
	2	секцій	двохventиляторні
	3		трьохventиляторні
	4	З нероз'ємними камерами	одноventиляторні
	5	секцій	двохventиляторні
	6		трьохventиляторні
	7		
	8		
	9	Інші	
065260 Шатрові	065261	З розташуванням	одноventиляторні
	2	секцій по сторонах	двохventиляторні
	3	шатра	трьохventиляторні
	4	З зигзагообразным	одноventиляторні
	5	расположением секцій	двохventиляторні
	6	по сторонам шатра	трьохventиляторні
	7		
	8		
	9	Інші	
065270 Колонні	065271	одноventиляторні	
	2	двохventиляторні	
	3	трьох- та більше ventиляторні	
	4		
	5		
	6		
	7		
	8		
	9	Інші	
065280 Вертикальні	065281	З роз'ємними	одноventиляторні
	2	камерами	двохventиляторні
	3	секцій	трьох- та більше ventиляторні
	4	З нероз'ємними	одноventиляторні
	5	камерами	двохventиляторні
	6	секцій	трьох- та більше ventиляторні
	7		
	8		
	9	Інші	

КЛАС 060000	ОБЛАДНАННЯ гідромеханічних, теплових, масообмінних процесів
ПІДКЛАС 066000	ОБЛАДНАННЯ масообмінних та хімічних процесів
ГРУПА	ОБЛАДНАННЯ ректифікаційне, абсорбційне, екстракційне

066200			
ПІДГРУПА		ВИД	
066210 Колони з тарілками (крім клапанних)	066211	Ковпачковими	
	2	Ситчатими	без відбійних елементів
	3		з відбійними елементами
	4	Решітчатими	
	5	S'-подібними	
	6	Центробіжними	
	7		
	8		
	9	Інші	
066220 Колони з клапанними тарілками	066221	Перехресноточними	
	2	Прямоточними	
	3	Баластними	
	4	Трапецієвидними	
	5	Жалюзійними	
	6	S'-подібними	
	7	Ситчато-клапанними	
	8		
	9	Інші	
066230 Колони з нерухомою насадкою	066231	Насипною	
	2	Сотовою	
	3	Плоскопаралельною	
	4	Блочною	
	5	Хордовою	
	6	Пакетною	
	7		
	8		
	9	Інші	
066240 Колони з нерухомою насадкою	066241	Що	дисковою
	2	обертаються	лопатевою
	3		комбінованою (секціонованою)
	4	Вібруючою	
	5		
	6		
	7		
	8		
	9	Інші	

066250 Колони порожнисті	066251 Зі зрошувальними пристроями (струменеві) 2 Поличні 3 Ультразвукові 4 З пристроями для створення киплячого шару 5 6 7 8 9 Інші
066260 Установки та апарати для перегонки та дистиляції (крім колон, установок та апаратів опріснення)	066261 Прості перегонки 2 Азеотропної ректифікації 3 Екстрактивної ректифікації 4 Молекулярної дистиляції 5 6 7 8 9 Інші
066270 Абсорбери (окрім колон) та їх блоки	066271 Поверхневі 2 Пластинчасті 3 Трубчасті 4 Насадочні 5 6 7 8 9 Інші
066280 Установки екстракційні та екстрактори (окрім колонних)	066281 Установки екстракційні 2 Екстрактори рідині гравітаційні диференціально-контактні ступінчаті 3 центро- диференціально-контактні 4 біжні ступенчаті 5 Екстрактори твердофазні зрошувальні затопленя 6 7 8 9 Інші