

**А.П. Врагов**

**ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ  
ТА ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ  
І ГАЗОНАФТОПЕРЕРОБНИХ  
ВИРОБНИЦТВ**

**Навчальний посібник**

Суми  
Видавництво СумДУ  
2006

УДК 66.021.4(075.8)+66.045.1+536.24

ББК 35.11

В 81

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за спеціальністю “Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів” (гриф надано Міністерством освіти і науки України, лист № від 2006 р.)

Рецензенти:

кафедра хімічної техніки та промислової екології Харківського національного технічного університету України «ХП» (зав. каф. д-р техн. наук, проф. В.П. Шапорев), професор кафедри хімічної інженерії і промислової екології НТУУ “Львівська політехніка”, д-р техн. наук, проф. Є.М. Семенишин

Рекомендовано до друку вченою радою Сумського державного університету (протокол № 9 від 13 листопада 2005 р.)

**Врагов А.П.**

**В 81** Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв: Навч. посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2006. – 262с.

ISBN

Відповідно до навчальної програми курсу “Процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв” викладені основи процесів теплообміну та теплопередачі в технологічних апаратах та установках хімічних і газонафтопереробних виробництв. Висвітлені конструкції, будова, принцип роботи та основи технологічних розрахунків теплообмінного обладнання. Розглянуті теплообмінні установки та агрегати, що використовують тепло: пічні установки та трубчасті печі, випарні установки та апарати, установки для отримання помірного та глибокого холоду.

Книга призначена як навчальний посібник для студентів денної, заочної та дистанційної форм навчання, що навчаються у ВНЗ за напрямом “Інженерна механіка” за спеціальністю “Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів” та за спеціалізацією “Машини та апарати хімічних і газонафтопереробних виробництв”.

Ілюстрацій – 65, таблиць – 39, бібліографічний список – 61 найменування.

**ББК 35.11**

© **Врагов А.П., 2006**

**ISBN**

© **Видавництво СумДУ, 2006**

## ЗМІСТ

	С.
Передмова .....	4
<b>ЧАСТИНА ПЕРША</b>	
<b>ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ</b>	7
Розділ 1	
Загальні відомості щодо процесів теплообміну і теплопередачі .....	9
Розділ 2	
Передача тепла теплопровідністю .....	22
Розділ 3	
Конвективний теплообмін в однофазних потоках.....	32
Розділ 4	
Конвективний теплообмін при зміні агрегатного стану теплоносіїв....	49
Розділ 5	
Конвективний теплообмін у двофазних потоках .....	59
Розділ 6	
Передача тепла тепловим випромінюванням .....	71
Розділ 7	
Теплопередача та основи розрахунку теплообмінників .....	78
<b>ЧАСТИНА ДРУГА</b>	
<b>ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ ТА УСТАНОВКИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ТЕПЛО</b>	
Розділ 8	
Сучасні конструкції теплообмінного обладнання.....	99
Розділ 9	
Печі, типи та будова, технологічний розрахунок печі .....	128
Розділ 10	
Випарювання розчинів, розрахунок процесів випарювання та випарних установок.....	148
Розділ 11	
Сучасні конструкції випарних апаратів .....	193
Розділ 12	
Холодильні установки для отримання низьких температур .....	205
Список літератури .....	229
Додатки .....	231
Предметний покажчик .....	256

## ПЕРЕДМОВА

Процеси теплообміну і теплопередачі відіграють найважливішу роль у природі, яка нас оточує, у різних галузях техніки та у побуті. Завдяки теплообміну та теплоперенесенню на нашій планеті існують життя, цивілізація, тваринний і рослинний світ. У побуті нас оточує велика кількість теплообмінних приладів, пристроїв і машин, що забезпечують комфортні умови життя сучасного суспільства. Практично немає такої галузі промислового виробництва, де більшою чи меншою мірою не використовуються процеси та апарати для перенесення теплоти і виробництва енергоємної продукції. Будівельна, газонафтопереробна, гірничо-хімічна, енергетична, машинобудівна, металургійна, нафтохімічна, харчова, хімічна та багато інших галузей промисловості при виробництві багатьох видів промислової продукції, мінеральних добрив, товарів різного призначення широко використовують теплообмінні процеси і теплообмінне обладнання.

Теплообмінні процеси пов'язані з перенесенням теплоти від нагрітих теплоносіїв до холодних через роздільну стінку та проходять у середовищах (теплоносіях) різного агрегатного стану. Інтенсивність теплообміну, характер взаємодії теплоносіїв з роздільною їх теплообмінною поверхнею, режими течії і форма каналів для руху теплоносіїв, властивості конструкційних матеріалів та стан їх поверхні в основному визначають конструкцію і конструктивні особливості використовуваних теплообмінних пристроїв і теплообмінного обладнання, його надійність, довговічність та економічність.

У даній книзі, призначеній як навчальний посібник для студентів-механіків, що навчаються за фахом «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів», представлено один із основних розділів фундаментальної навчальної дисципліни «Процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв». Автор книги має на меті дати студентам необхідні знання в професійній підготовці за обраним фаховим спрямуванням та заповнити гострий дефіцит технічної літератури, що спостерігається в Україні останніми роками.

Навчальний матеріал, що викладений у книзі, умовно розбито на окремі теми - лекції, засвоєння змісту яких перевіряється запитаннями для самоконтролю та вправ, розміщеними наприкінці кожного розділу. У методичному плані книга умовно складається із двох частин.

У першій частині, що включає розділи з першого по сьомий, викладені основні положення і теоретичні основи процесів теплоперенесення, способи обміну теплом між теплоносіями, звично розділеними стінкою. Більш глибокі теоретичні дослідження теплових процесів викладені у фундаментальних працях [25, 26, 32, 44] та в довідниках [24, 46, 50, 55].

У другій частині книги розглянуті конструкції, будова і методи технологічного розрахунку теплообмінних апаратів, обладнання та установок, що використовують тепло – пічні агрегати, випарні і холодильні установки, градирні. Така послідовність викладання навчального матеріалу обумовлена особливою специфікою підготовки фахівців-механіків хімічних і нафтопереробних виробництв. Ця специфіка полягає в тому, що майбутній фахівець повинен бути не тільки добре ознайомлений з теоретичними основами процесу, а також уміти виконувати розрахунки як окремих стадій, так і процесу в цілому, уміти розрахувати і вибрати потрібний апарат.

Одночасно з викладенням теоретичних основ процесів теплообміну і теплоперенесення в книзі основна увага приділена методикам технологічного розрахунку теплообмінних процесів та обладнання для їх реалізації. Досить повно в посібнику представлені тепловикористо-

вувальні установки, а також конструкції поширених типів сучасних теплообмінників, що дозволяє використовувати книгу при вивченні спеціальної дисципліни «Технологічне обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв». Для кращого засвоєння матеріалу кожний розділ включає запитання для самоконтролю та вправ. У посібнику подані приклади розрахунків окремих задач з процесів теплопередачі та тепловикористовувальних установок. Наведені наприкінці книги додатки дозволяють використовувати її на практичних заняттях та при курсовому і дипломному проектуванні.

Обмежений обсяг навчального посібника не дозволяє більш детально подати теорію процесів теплообміну, представити специфічні конструкції теплообмінного обладнання, що використовується, та викласти методики оптимізаційних розрахунків теплообмінників. Ця та інша інформація подана у спеціальних виданнях [18, 28, 46].

Автор дякує рецензентам проф. Є.М. Семенишину та зав. кафедри проф. В.П. Шапорева за позитивну оцінку роботи в цілому, за корисні поради і критичні зауваження.

Усі критичні зауваження і побажання читачів, спрямовані на поліпшення змісту книги, автор прийме із вдячністю.

## ЗМІСТ

<b>Розділ 1</b>	<b>Загальні відомості щодо процесів теплообміну і теплопередачі...</b>	<b>9</b>
1.1	Основні визначення і положення.....	9
1.2	Гарячі (нагрівні) теплоносії.....	11
1.3	Холодні (охолоджувальні) теплоносії.....	14
1.4	Деякі фізико-хімічні та теплофізичні властивості теплоносіїв.....	17
1.5	Теплове навантаження в процесах теплопередачі.....	18
1.6	Способи і механізми перенесення тепла.....	20
<b>Розділ 2</b>	<b>Передача тепла теплопровідністю.....</b>	<b>22</b>
2.1	Температурне поле, температурний градієнт.....	22
2.2	Закон Фур'є, коефіцієнт теплопровідності.....	22
2.3	Теплопровідність газів, рідин і різних матеріалів.....	24
2.4	Диференціальне рівняння теплопровідності.....	26
2.5	Теплопровідність одно- і багатшарової плоскої стінки.....	27
2.6	Теплова ізоляція апаратів.....	29
<b>Розділ 3</b>	<b>Конвективний теплообмін в однофазних потоках.....</b>	<b>32</b>
3.1	Способи конвективного перенесення теплоти.....	32
3.2	Диференціальне рівняння конвективного теплообміну.....	34
3.3	Критерії теплової подібності та їх фізична суть.....	35
3.4	Критеріальні рівняння конвективного теплообміну.....	39
3.5	Алгоритм розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі.....	40
3.6	Конвективний теплообмін при вільній конвекції.....	41
3.7	Теплообмін при вимушеній конвекції теплоносіїв.....	43
<b>Розділ 4</b>	<b>Конвективний теплообмін при зміні агрегатного стану теплоносіїв.....</b>	<b>49</b>
4.1	Особливості процесів зміни агрегатного стану теплоносіїв.....	49
4.2	Тепловіддача при конденсації пари.....	50
4.3	Тепловіддача при кипінні та випаровуванні рідин.....	54
4.4	Алгоритм розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при зміні агрегатного стану теплоносіїв.....	57
4.5	Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при зміні агрегатного стану теплоносіїв.....	57
<b>Розділ 5</b>	<b>Конвективний теплообмін у двофазних потоках.....</b>	<b>59</b>
5.1	Особливості конвективного теплообміну у двофазних потоках.....	59
5.2	Деякі характеристики двофазних потоків.....	59
5.3	Теплообмін у насадкових апаратах і скруберах.....	62
5.4	Теплообмін у дисперсних потоках рідина – газ.....	63
5.5	Теплообмін у дисперсних потоках газ – тверді частинки.....	63
5.6	Теплообмін у грануляційних баштах.....	70
<b>Розділ 6</b>	<b>Передача тепла тепловим випромінюванням.....</b>	<b>71</b>
6.1	Випромінювання нагрітих тіл, випромінювальна, відбивна і пропусчна здатність тіл.....	71
6.2	Основні закони променистого теплообміну.....	72
6.3	Променистий теплообмін у теплообмінних установках.....	74
6.4	Спільна тепловіддача випромінюванням і конвекцією.....	76
<b>Розділ 7</b>	<b>Теплопередача і основи розрахунків теплообмінників.....</b>	<b>78</b>
7.1	Основне рівняння теплопередачі, коефіцієнт теплопередачі.....	78
7.2	Залежність коефіцієнта теплопередачі від окремих коефіцієнтів тепловіддачі та теплопровідності.....	79
7.3	Середня рушійна сила процесу теплопередачі.....	82
7.4	Алгоритм розрахунку та вибору теплообмінного обладнання.....	85
7.5	Розрахунок теплової ізоляції теплообмінних апаратів.....	94

### 1.1 Основні визначення і положення

У хімічній, харчовій, газонафтопереробній, гірничо-хімічній, енергетичній та багатьох інших галузях промисловості процеси передачі тепла від нагрітих теплоносіїв до холодних займають провідне місце. Теплові процеси використовуються в промисловості для охолодження нагрітих середовищ, для зрідження повітря та природних газів, для нагрівання холодних теплоносіїв, для проведення процесів випарювання, конденсації, плавлення, кристалізації та інших [20, 45, 55].

Теоретичною основою теплових процесів є розділ термодинаміки щодо законів перенесення енергії від одного теплоносія до іншого та про механізми такого перенесення.

Перенесення енергії від більш нагрітих середовищ до менш нагрітих відбувається під дією *рушійної сили*, за яку в теплових процесах використовується різниця температур між теплоносіями. Звичайно при досягненні однакових температур між теплоносіями встановлюється рівноважний стан, але такий стан у природі і в техніці є чисто теоретичним, тому що досягнути його можна лише за тривалий час.

Тіла (робочі середовища), що беруть участь у процесах теплообміну, називаються *теплоносіями*. Робоче середовище з більш високою початковою температурою називається *гарячим* теплоносієм, у процесі теплообміну гарячий теплоносій віддає теплову енергію, при цьому температура гарячого теплоносія знижується. Робоче середовище з меншою початковою температурою називається *холодним* теплоносієм, у процесі теплообміну теплова енергія передається від гарячого до холодного теплоносія і його температура підвищується.

Процеси, пов'язані з передачею тепла від гарячих теплоносіїв до холодних, називаються *теплообмінними*.

Апарати та пристрої, в яких проходять процеси теплообміну, називають *тепловикористовуючими або теплообмінниками*.

Використовувані в промисловості теплообмінні апарати працюють в умовах глибокого вакууму, під помірним або під високим тиском (до 100 МПа), у діапазоні температур від мінус 250°C до +1000°C. Дуже часто в теплообмінниках проходять корозійно активні середовища, що треба враховувати при вибиранні необхідних конструкційних матеріалів.

Вивчення фізико-хімічних основ процесів теплообміну та уміння використовувати отримані знання в розрахунках процесів і обладнання є головним показником кваліфікації інженерів-механіків хімічних і нафтопереробних виробництв.

Відповідно до законів термодинаміки перенесення тепла від нагрітих середовищ до холодних відбувається мимовільно доти, поки існує позитивна різниця температур між гарячим і холодним теплоносієм.

*Локальною рушійною силою процесу теплообміну* є різниця температур між нагрітим і холодним тілом або середовищем у даний момент часу (для періодичного процесу) або різниця температур між гарячим і холодним теплоносієм у локальному перетині апарата (для безперервних процесів). *Середньою рушійною силою процесу* є різниця температур між теплоносіями, що визначена за певний проміжок часу (для нестационарного процесу) або на вхідній та вихідній ділянках апарата (для стаціонарного процесу).

Кількість тепла, що передана (або прийнята) теплоносієм у процесі теплопередачі за одиницю часу, називається *тепловим потоком (тепловим навантаженням)* та вимірюється в  $\text{Дж/с} = \text{Вт}$ .

*Поверхнею теплопередачі* називають площу контакту, через яку відбувається передача тепла від гарячого теплоносія до холодного. Окремий частковий процес перенесення тепла в межах однорідної фази з ядра потоку гарячого теплоносія до поверхні теплопередачі або від нагрітої поверхні у ядро потоку холодного теплоносія називається *тепловіддачею*. Процес перенесення тепла з ядра потоку гарячого теплоносія у ядро потоку холодного теплоносія через розділяючу теплоносії стінку (міжфазну границю) називається *теплопередачею*.

Отже, процес теплопередачі є складним і багатостадійним, що вміщує у себе як стадії перенесення тепла (тепловіддачу) у межах кожного з теплоносіїв, так і стадії перенесення тепла через границю розділення фаз – поверхню теплопередачі.

В основу процесів теплоперенесення покладений основний кінетичний закон [19, 36], відповідно до якого швидкість теплопередачі прямо пропорційна рушійній силі та обернено пропорційна термічному опору

$$u_m = \frac{Q_m}{F\tau} = \frac{\Delta t_c}{R_m}, \quad (1.1)$$

де  $Q_m$  – кількість переданого тепла, Дж;  $F$  – поверхня теплопередачі,  $\text{м}^2$ ;  $\tau$  – тривалість процесу, с;  $\Delta t_c$  – середня різниця температур між теплоносіями, К;  $R_m$  – термічний опір процесу теплопередачі.

Для сталого процесу на основі рівняння (1.1) кількість переданого тепла за одиницю часу знаходять за формулою

$$Q = k_m \cdot \Delta t_c \cdot F, \quad (1.2)$$

де  $Q$  – тепловий потік, Вт;  $k_m$  – середній для теплового процесу коефіцієнт теплопередачі, що характеризує швидкість процесу теплопередачі,  $k_m = 1/R_m$ .

Залежність (1.2) називають *основним кінетичним рівнянням процесу теплопередачі*.

Величину теплового потоку, агрегатний (фазовий) стан, напрямок, режим і характер руху теплоносіїв уздовж поверхні теплопередачі, величину середньої рушійної сили процесу визначають як швидкість (інтенсивність) і ефективність теплообмінних процесів, так і тип використаного теплообмінного обладнання, його геометричні розміри, загальну поверхню теплопередачі та конструктивні особливості.

## 1.2 Гарячі (нагрівні) теплоносії

Теплоносії, що мають більш високу початкову температуру та віддають тепло в процесі теплообміну, при цьому охолоджуючись, називаються гарячими (нагрівальними). У хімічних і нафтопереробних виробництвах використовують багато різних нагрівальних теплоносіїв.

Теплоносії бувають *прямі та непрямі*. *Прямими* є такі теплоносії, що утворюються безпосередньо в процесі теплообміну, до них належать димові гази та електричний струм. *Непрямыми* є теплоносії, які спочатку отримують нагріванням від прямих теплоносіїв, а також їх використовують в технологічному процесі як нагрівальні теплоносії. До них відносяться гарячі гази, рідини, водяну пару, пару інших речовин, розчини солей, розплави солей і металів та багато інших.

Вибір та використання того чи іншого теплоносія визначають його теплофізичними властивостями, температурним діапазоном, у якому його можна застосовувати, умовами безпеки та з економічних міркувань, у яких враховують як ціну енергоносія, так і капітальні витрати на обладнання та теплообмінну установку в цілому.

**Водяна пара** є найбільш широко застосовуваним теплоносієм здебільшого у діапазоні температур 100–200°C, що відповідає тиску гріючої пари 0,1–1,6 МПа. Застосування водяної пари як гарячого теплоносія обумовлено цілим рядом переваг, основними з яких є нетоксичні властивості, висока питома теплота конденсації ( $2,26 \cdot 10^3$  кДж/кг при атмосферному тиску), легкість транспортування у трубопроводах на далекі відстані. Використання пари при теплообміні забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі, рівномірність обігрівання поверхні теплообміну, легкість регулювання температури за допомогою зміни тиску. Як відомо, певній температурі конденсації відповідає визначений тиск насиченої водяної пари. Застосування водяної пари в теплообмінних апаратах хімічних виробництв при температурах, вищих за 200°C, вимагає підвищення її тиску вище 1,6 МПа, при цьому потрібно збільшувати товщину стінок корпусів теплообмінників.

Теплофізичні та термодинамічні властивості насиченої водяної пари наведені в таблицях [33, 34, 47, 55], крім того, побудовані та наведені термодинамічні діаграми стану системи вода – пара, що дозволяють проводити теплові розрахунки процесів, пов'язаних з фазовими переходами.

Технологічну водяну пару на підприємствах хімічної та нафто-переробної промисловості одержують переважно на ТЕЦ, наявних майже на кожному підприємстві. На деяких технологічних установках водяну пару одержують як побічний продукт, що утворюється в результаті утилізації тепла реакції екзотермічних процесів. Використовують також вторинну (сокову) пару тиском 0,1–0,5 МПа, одержувану у результаті випаровування водяних розчинів солей. За необхідності підвищити тиск сокової пари, а отже і її температури конденсації, використовують термокомпресійні установки ежекторного або компресорного типу.

Деякі властивості насиченої пари і конденсату для води та органічного теплоносія Даутерму А наведені в табл. 1.1 та в додатках.

ТАБЛИЦЯ 1.1 - Властивості насиченої пари і конденсату для води та Даутерму А в залежності від тиску й температури

Тиск (абсолют- ний), кг/см <sup>2</sup>	Тем- пера- тура, °С	Щільність, кг/м <sup>3</sup>		Теплопро- відність рідини, Вт/(мК)	В'язкість рідини, μ·10 <sup>3</sup> , Н·с/м <sup>2</sup>	Питома ентальпія рідини, кДж/кг	Теплота конденса- ції, кДж/кг
		пари	рідини				
<b>В о д я н а   п а р а</b>							
1,03	100	0,597	958	0,683	0,282	419	2260
1,46	110	0,825	951	0,685	0,256	461	2234
2,02	120	1,120	943	0,686	0,231	503	2207
2,75	130	1,494	935	0,686	0,212	545	2179
3,68	140	1,962	926	0,685	0,196	587	2150
4,85	150	2,543	917	0,684	0,185	629	2120
6,30	160	3,252	907	0,683	0,174	671	2089
8,08	170	4,113	897	0,679	0,163	713	2056
10,23	180	5,145	887	0,675	0,153	755	2021
12,8	190	6,378	876	0,672	0,146	808	1984
<b>Д а у т е р м   А</b>							
0,255	200	0,98	912	-	-	369,5	314,2
0,422	220	1,60	897	-	-	417,7	306,3
0,659	240	2,66	883	0,146	0,37	468,4	297,5
1,054	260	3,93	867	0,143	0,34	518,3	287,0
1,602	280	6,19	848	0,139	0,31	569,8	276,5
2,36	300	8,92	827	0,137	0,384	624,9	265,2
4,52	340	17,0	784	0,131	0,24	744,1	244,3
8,19	380	29,8	739	0,125	0,21	863,1	218,7

**Нагрівання парою висококиплячих рідин.** За необхідності розширити температурний діапазон нагрівання середовища до температур 250–380°С застосовують пари висококиплячих органічних теплоносіїв (ВОТ), які в зазначеному діапазоні температур киплять і випаровуються при порівняно невисокому тиску (0,1–0,8 МПа).

Як такий теплоносієй часто використовують Даутерм А – дифенільну суміш, що містить 26,5% дифенілу та 73,5% дифенілового ефіру. Хоча

питома теплота конденсації пари Даутерму А в 5–8 разів менша, ніж у води, проте кількість тепла, виділюваного одним м<sup>3</sup> пари Даутерму А внаслідок їх більшої густини, приблизно така сама, як і у пари води. Тому що при конденсації пари Даутерму А на поверхні стінок не утворюється плівки конденсату, то при цьому досягаються достатньо великі значення коефіцієнта тепловіддачі порядку 1400–1700 Вт/(м<sup>2</sup>К). Рідкий Даутерм та його пара не викликають корозії вуглецевої сталі, що є великою його перевагою при виборі теплообмінників. Пару ВОТ звичайно отримують на індивідуальних котлових установках, що використовують випарник жаротрубного котла, встановленого у печі з газовим, мазутним або нафтовим пальником. Пара ВОТ, що утворилася, надходить у теплообмінний апарат, де конденсуються та нагріває холодний теплоносіє, конденсат знову повертається в паровий котел.

Важливою властивістю рідини та пари Даутерму А є їх висока текучість, що вимагає спеціальних матеріалів для прокладок та надійного ущільнення фланцевих з'єднань.

**Нагрівання гарячими рідинами.** Для нагрівання технологічних середовищ широко використовують установки циркуляційного типу, в яких гаряча рідина за допомогою насосів примусово циркулює по замкненому контуру між теплообмінником, у якому нагрівається холодний теплоносіє, та теплообмінником (котлом), у якому саме вона нагрівається від прямих теплоносіїв.

Залежно від температурного діапазону нагрівання холодного теплоносія як гарячі теплоносії використовують різні рідини, у тому числі перегріту воду під тиском, гліцерин і його водяні розчини, мінеральні масла, нафту та нафтопродукти, дифенільну суміш, розплави солей і навіть розплави легкоплавких металів – вісмуту, олова, свинцю і їх сплавів, суміші розплавів лужних металів.

**Мінеральні масла та нафту** використовують для нагрівання середовищ у діапазоні температур 150–250°C, вибір виду гарячого теплоносія обмежується температурою спалаху його пари, температурою початку їх окиснювання або термічного розкладання. Хоча масла є найбільш дешевими органічними теплоносіями, їх використання, як і всіх інших в'язких середовищ, характеризується низкими коефіцієнтами теплопередачі та забрудненням поверхні теплообміну.

Для нагрівання речовин в діапазоні температур 250–450°C застосовують розплав нітрит-нітратної сольової суміші, що містить 40% нітриту натрію, 7% нітрату натрію та 53% нітрату калію. Розплав використовують в установках із примусовою циркуляцією, при цьому, щоб уникнути кристалізації солей (температура кристалізації суміші близько 143°C), циркуляційні трубопроводи споряджують паровим супутником.

Розплави легкоплавких лужних металів знайшли застосування в атомних енергетичних установках у діапазоні температур 500–800°C, їх застосування пов'язане з підвищеною небезпекою.

Ефективним і безпечним теплоносієм, що застосовують при атмосферному тиску в діапазоні температур 500–1200°C, є евтектичний сплав свинцю з вісмутом, при цьому в режимі примусової циркуляції досягаються високі коефіцієнти тепловіддачі (до 15 кВт/(м<sup>2</sup>К)) [32, 40, 46].

**Нагрівання гарячими газами.** Гарячі (топкові) газу утворюються в результаті спалювання різних видів палива у печах та топках, при цьому залежно від співвідношення витрат палива та повітря одержують продукти згорання з температурами в діапазоні 500–1600°C. Нагрівання за допомогою топкових газів є одним із поширених способів, використовуваних у хімічній і нафтохімічній промисловості там, де неможливе застосування водяної пари або інших теплоносіїв.

Топкові газу як теплоносій мають переваги в тому плані, що їх можна використовувати в широкому діапазоні температур, однак істотним їх недоліком є низька ефективність використання палива (30–40%), а також досить низькі коефіцієнти тепловіддачі (в інтервалі 30–50 Вт/(м<sup>2</sup>К), що вимагає застосування громіздких теплообмінних апаратів. Топкові газу широко використовують в установках заглибного горіння при випарюванні та концентруванні розчинів солей і кислот, для обігрівання сушильних установок у виробництві мінеральних добрив, у виробництві цементу, при сушінні й випалі будівельних матеріалів, а також в інших установках.

На багатьох технологічних установках у результаті проведення екзотермічних хімічних реакцій утворюються гарячі газу, тепло яких використовують для нагрівання холодних теплоносіїв, а також для одержання технологічної водяної пари, при цьому утилізується значна кількість тепла. Установки, у яких використовують та утилізують теплоту хімічної реакції для одержання технологічної водяної пари, називають *енерготехнологічними*.

### **1.3 Холодні (охладжувальні) теплоносії**

Холодними (охладжувальними) називають теплоносії, які використовують для охолодження гарячих теплоносіїв, при цьому в процесі теплопередачі холодні теплоносії отримують тепло та нагріваються.

Як охолоджувальні теплоносії найбільш широко використовують повітря, технічну воду та захоплені розсоли солей.

**Охолодження повітрям.** Найбільш доступним охолоджувальним теплоносієм є атмосферне повітря, при цьому останнім часом, у зв'язку з дефіцитом води або з її повною відсутністю, повітря все частіше використовують у теплообмінних установках газопереробних заводів. Повітря застосовують як у режимі природної конвекції, так і у режимі примусового охолодження залежно від його температури і пори року.

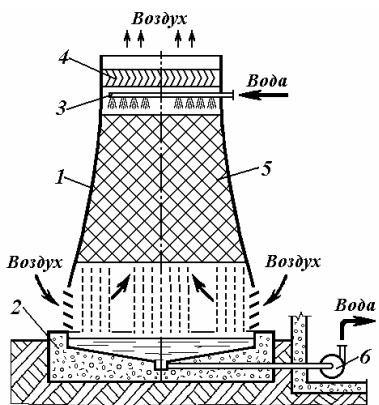
Атмосферне повітря звичайно нагнітається вентилятором і подається зовні на пучок оребрених теплообмінних труб, зібраних у секції та установлених на опорній металокопструкції. Швидкість руху повітря відносно поверхні труб становить 5–10 м/с.

Основним недоліком повітря як теплоносія є його низька теплоємність і мала густина, що вимагає більших об'ємних витрат повітря, змушує використовувати потужні вентиляторні агрегати і пов'язане з підвищеною витратою електроенергії. Крім того, навіть у режимі вимушеної конвекції коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря звичайно не перевищують 40 Вт/(м<sup>2</sup>К), у зв'язку з чим використовують теплообмінні апарати повітряного охолодження (АПО), які мають великі поверхні теплообміну (1000–10000 м<sup>2</sup>) і відповідно є досить металоємними [1, 22, 45].

**Охолодження водою.** Використання води як теплоносія вигідне внаслідок її високої теплоємності та досить високих коефіцієнтів тепловіддачі, що досягаються при примусовому русі води в теплообміннику. У той самий час на хімічних підприємствах на охолодження гарячих теплоносіїв потрібні величезні витрати води із природних джерел, до того ж перед подачею води в теплообмінні апарати з природних джерел її потрібно попередньо очищувати. Воду переважно використовують у поверхневих теплообмінниках, витрату охолодженої води визначають на основі рівнянь теплового балансу процесу теплопередачі.

У зв'язку з тим, що запаси прісної води на Землі дуже обмежені (не більше 2% загальних запасів води), то як охолоджувальний теплоносія використовують технічну (оборотну) воду, яку за допомогою насосів циркулюють у замкнутому водооборотному циклі. Після відбирання тепла від гарячого теплоносія та нагрівання вода направ-ляється на охолодження в градирні або бризкальні басейни. У гра-дирнях – баштах з насадкою – вода подається насосами на верх градирні, а потім стікає зверху вниз, контактуючи з висхідним потоком повітря, при цьому вода охолоджується як за рахунок конвективного теплообміну, так і за рахунок її часткового випаровування (до 5% від витрати води). Охолоджена вода насосами по трубопроводах знову подається в теплообмінні апарати. Така система використання оборотної води дозволяє значно знизити її витрату та зменшує екологічне забруднення водоймищ. Звичайно оборотну воду як тепло-носії використовують у діапазоні температур 10–40°C залежно від пори року. Нагрівання води вище 40°C у теплообмінних апаратах не слід допускати, тому що в цьому випадку відбувається виділення з води солей жорсткості, білкових сполук і мікроорганізмів та відкладення їх на теплообмінній поверхні, що сильно погіршує теплообмін і змушує проводити періодично досить трудомістке очищення теплообмінника.

**Установки охолодження оборотної води.** На великих хімічних підприємствах для охолодження теплоносіїв витрачається кілька десятків мільйонів м<sup>3</sup> холодної води за рік. У зв'язку зі зростаючим дефіцитом прісної води на підприємствах побудовані потужні установки оборотного водопостачання. У них вода багаторазово використовується після охолодження в закритих градирнях – спорудженнях баштового типу з насадкою із природним (див. рис. 1.1) або примусовим вентиляторним (див. рис. 1.2) охолодженням води [21, 46].



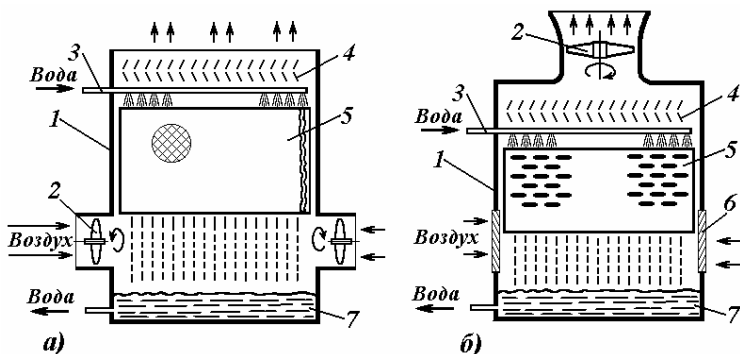
**Рисунок 1.1 – Закрита баштова градирня з природною тягою:**

1 – корпус; 2 – басейн; 3 – розподільний бризкальний пристрій; 4 – краплеуловлювальний пристрій; 5 – насадка; 6 – насос відцентровий

Нагріта вода з теплообмінників тепловикористовувальних установок над-ходить у водозбірник, звідки насосом подається на верх градирні. Тут вода розприскується за допомогою роз-подільника та у вигляді крапель і струменів (при краплинному зро-шенні) стікає вниз, контактуючи з

потокотом повітря, що піднімається.

У насадкових градирнях вода у вигляді плівки стікає по поверхні насадки. Рух повітря зі швидкістю 3-5 м/с виникає за рахунок природної конвекції при нагріванні повітря в результаті теплообміну з водою.



**Рисунок 1.2 – Закриті градирні з примусовою подачею повітря:**

а) нагнітального типу; б) всмоктувального типу;

1 – корпус; 2 – вентилятор осьовий; 3 – зрошувальний пристрій; 4 – краплеуловлювач; 5 – насадка; 6 – жалюзійний пристрій; 7 – басейн приймальний

При примусовому нагнітанні повітря вентилятором 2 швидкість повітря в градирнях досягає 8–12 м/с. За інших таких самих умов висота градирень із примусовою подачею повітря значно менша. Охолоджена вода збирається в басейні, звідки насосами подається в теплообмінні установки.

Охолодження води досягається не тільки за рахунок конвективного теплообміну з повітрям, але й за рахунок її часткового випаровування (2–5% мас.). Температура охолодженої води після градирні залежить від щільності зрошення, що звичайно становить 2,5–3 кг/(м<sup>2</sup>·с). У літній період часу оборотна вода після градирні має температуру 20–28°C, у зимовий період часу її температура може досягати 8–10°C. У градирнях із примусовою подачею повітря, розраховуючи на одиницю площі поперечного перерізу башти, охолоджується води близько 8–10 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·г).

**Охолодження розчинами солей (розсолами).** Для охолодження до низьких температур і конденсації газів часто застосовують розсолне циркуляційне охолодження, при цьому використовують розчини деяких солей (хлоридів натрію, кальцію та магнію), які не замерзають до температур мінус 20–28°C. Розчини – розсоли спочатку охолоджують у холодильних установках помірного холоду, а потім розсоли за допомогою насосів подають на теплообмінні установки, де використовуються як холодні теплоносії. Нагрітий розсіл повертається у випарник холодильної установки для охолодження [19, 54].

**Випарне охолодження.** Як теплоносії, що можуть інтенсивно віднімати тепло від середовищ із температурами близькими до температур навколишнього середовища, часто використовують рідини, здатні випаровуватися при мінусових температурах. Як такі рідини використовують зріджені гази, такі, як аміак, хладони (фреони), діоксид вуглецю, етилен, пропан та ін. При випарному охолодженні низькокипляча рідина, як правило, випаровується у міжтрубному просторі випарника за рахунок тепла, що віднімається від охолоджуваного теплоносія при його примусовому переміщенні в трубному просторі випарника. Зниження тиску в паровому просторі випарника над киплячою рідиною дозволяє знизити температуру випаровування. Для використання випарного охолодження на підприємстві необхідно мати парокompресорну холодильну установку [15, 19, 36, 53].

#### 1.4 Деякі фізико-хімічні та теплофізичні властивості теплоносіїв

Конструктивні особливості використовуваних теплообмінників і розрахунки теплообмінного обладнання значною мірою залежать від агрегатного стану, компонентного складу речовини, фізико-хімічних і теплофізичних властивостей використовуваних теплоносіїв, оскільки саме вони

та інтенсивність руху визначають швидкість тепловіддачі та теплопередачі в умовах виробничого процесу. Крім того, на теплопередачу великий вплив чинять властивості стінки, що розділяє теплоносії.

Основними фізико-хімічними властивостями робочих середовищ – теплоносіїв – для рідин в однофазній області їх існування є *хімічний склад, густина, в'язкість, поверхневий натяг і коефіцієнти об'ємного термічного розширення*. Ці властивості для індивідуальних речовин змінюються залежно від їх хімічної будови, агрегатного стану, температури й тиску.

Для поширення чистих рідин звичайно фізико-хімічні властивості подані в таблицях залежно від температури [34], для деяких робочих середовищ є розрахункові формули для визначення фізико-хімічних властивостей залежно від температури [3].

Густину індивідуального газу (пари) в основному визначають за рівнянням Клапейрона – Менделєєва з урахуванням температури та тиску, для розрахунків густини газових сумішей використовують правило адитивності. Для визначення в'язкості індивідуальних газів залежно від температури використовують експериментальні дані, при їх відсутності застосовують рівняння Сазерленда [33, 34]. Вплив тиску на в'язкість газів ураховують за емпіричними формулами [34, 39].

Основними теплофізичними властивостями індивідуальних речовин є *критична температура, критичний тиск, теплоємність, теплопровідність, температура та питома теплота фазових переходів залежно від тиску та ін.*

Для визначення цих величин переважно використовують експериментальні дані, подані у вигляді таблиць і графіків. Основні теплофізичні параметри властивостей індивідуальних речовин, необхідні для розрахунків теплообмінних апаратів, звичайно наведені на діаграмах стану типу  $T-S$  (температура – ентропія),  $H - \lg P$  (ентальпія – тиск),  $H - S$  (ентальпія – ентропія) та ін.

Найбільш повні відомості щодо фізико-хімічних і теплофізичних властивостей газів (пари) і рідин подані в літературі [5, 34, 47-50], розповсюджені методи розрахунку фізико-хімічних і теплофізичних властивостей індивідуальних речовин викладені у книгах [5, 39, 41].

### **1.5 Теплове навантаження у процесах теплопередачі**

В основі процесів обміну теплом між гарячим і холодним теплоносієм лежить *закон збереження енергії*, відповідно до якого енергія мимовільно не утворюється і не зникає, а переходить із однієї форми в іншу, і, отже, тепловий потік від гарячого теплоносія передається холодному теплоносію та відшкодовує теплові втрати в процесі.

Передача теплоти від нагрітих тіл до холодних відбувається в результаті різниці температур між теплоносіями, при цьому відповідно до

закону збереження енергії *кількість переданої теплоти пропорційна масовій витраті теплоносія, його теплоємності та різниці температур:*

$$Q = M \cdot c \cdot \Delta T, \quad (1.3)$$

де  $Q$  – потужність теплового потоку, Дж/с = Вт;  $M$  – масова витрата теплоносія, кг/с;  $c$  – питома теплоємність теплоносія – кількість тепла, необхідного для підвищення температури одного кілограма теплоносія на один градус, Дж/(кг·К);  $\Delta T$  – зміна температури теплоносія на ділянці теплопереносу, К.

Мірою накопиченого запасу тепла в одиниці маси теплоносія є тепловміст – *ентальпія*, вимірювана в Дж/кг.

Якщо теплообмін проходить без зміни агрегатного стану теплоносія, то його ентальпія виражається за допомогою теплоємності та температури такою залежністю:

$$I = cT. \quad (1.4)$$

У процесі передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного ентальпія гарячого теплоносія зменшується, одночасно підвищується ентальпія холодного теплоносія.

Для процесу передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного можна визначити кількість переданої теплоти – *теплове навантаження апарата* – і скласти рівняння теплового балансу з урахуванням масових витрат і змін ентальпії теплоносіїв, при цьому

$$Q = G(I_{гн} - I_{гк}) = L(I_{хк} - I_{хн}) + Q_n, \quad (1.5)$$

де  $Q$  – кількість переданого тепла (тепловий потік), Вт;  $G, L$  – масова витрата гарячого та холодного теплоносія відповідно, кг/с;  $I_{гн}, I_{гк}$  – початкова та кінцева ентальпія гарячого теплоносія відповідно, Дж/кг;  $I_{хн}, I_{хк}$  – початкова та кінцева ентальпія холодного теплоносія відповідно, Дж/кг;  $Q_n$  – теплові втрати у процесі теплопередачі, Вт.

Якщо у процесі теплопередачі теплоносіїв змінює агрегатний стан, то ентальпія теплоносія має включати як теплоту нагрівання середовища в різних агрегатних станах, так і теплоту фазових перетворень при відповідному тиску в системі. Наприклад, при одержанні перегрітої водяної пари її ентальпія при кінцевій температурі дорівнює

$$I_{пн} = c_{жс}(T_u - T_o) + r + c_n(T_k - T_u), \quad (1.6)$$

де  $c_{жс}, c_n$  – середня теплоємність води та пари в температурному діапазоні відповідної фази, Дж/(кг·К);  $r$  – питома теплота пароутворення для води, Дж/кг;  $T_o, T_u$  – температура танення льоду та випаровування води відповідно;  $T_k$  – кінцева температура перегрітої пари, К.

Відзначимо, що питома теплота фазового переходу теплоносія залежить від його фізико-хімічних властивостей та тиску. Для газів, пари і рідин питома теплота фазових перетворень (конденсації або випаровування) зменшується при підвищенні тиску. Величину питомої теплоти

фазового переходу переважно знаходять за таблицями та ентропійними діаграмами, хоча в літературі є і розрахункові залежності [34].

На основі рівняння теплового балансу (1.5) можна визначити витрату одного з теплоносіїв. Наприклад, масова витрата холодного теплоносія дорівнює

$$L = \frac{G(I_{zn} - I_{zk}) - Q_n}{c_x(T_{xk} - T_{xn})}, \quad (1.7)$$

де  $c_x$  – середня теплоємність холодного теплоносія в інтервалі зміни його температур, Дж/(кг·К);  $T_{xk}$ ,  $T_{xn}$  – кінцева та початкова температура холодного теплоносія відповідно, К.

Величина теплових втрат у теплоізольованих апаратах становить 3–5% від теплового навантаження апарата, й тому в теплових розрахунках втрати часто не враховують.

### 1.6 Способи і механізми перенесення тепла

Передача тепла в просторі та в хіміко-технологічних процесах може відбуватися наступними основними способами:

- *теплопровідністю* – за допомогою контактної взаємодії структурних частинок речовини (атомів, іонів, молекул, вільних електронів) між собою під впливом різниці температур, агрегатного стану речовини та характеру руху мікрочастинок. У твердих тілах атоми роблять тільки зворотно-коливальні рухи в межах кристалічної решітки, у газах (парах) і рідинах відбувається хаотичний рух молекул під впливом молекулярно-кінетичного механізму. У чистому вигляді теплопровідність спостерігається у твердих тілах та у нерухомих (приграничних) тонких шарах рідини й газу;

- *конвекцією* – за допомогою перемішування та переміщення макроскопічних об'ємів теплоносія в неоднорідному температурному полі. Якщо переміщення об'ємів середовища відбувається мимовільно під впливом різниці щільності, то така конвекція називається *вільною*. Якщо переміщення об'ємів теплоносія відбувається в результаті впливу зовнішніх сил (сил тиску, інерційних сил та ін.), то така конвекція називається *примусовою*;

- *випромінюванням* – за допомогою переносу теплової енергії методами електромагнітної радіації або фотонами (променистою енергією) у певному діапазоні довжин хвиль у середовищі газів, рідин або твердих тіл, при цьому середовище повинне мати властивість часткової або повної прозорості стосовно променистої енергії.

У природі та у промислових технологічних процесах тепло від теплоносіїв здебільшого передається за допомогою *складного теплообміну* – одночасного переносу теплоти декількома способами (теплопровідністю та конвекцією, випромінюванням і теплопровідністю, або випромінюванням, теплопровідністю та конвекцією).

Основним завданням при розрахунках процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах є визначення загальної кількості переданого тепла через швидкості окремих стадій процесів (конвекції, теплопровідності, теплового випромінювання), виявлення стадій, що лімітують процес, пошук технічних рішень для підвищення швидкості як стадії, що лімітує процес, так і процесу в цілому.

Безперечно, що такі завдання мають вирішуватися на основі рівнянь збереження маси та енергії з урахуванням теплофізичних властивостей кожного теплоносія, гідродинамічних режимів руху та умов в каналах для окремих теплоносіїв, а також з урахуванням агрегатного стану теплоносіїв та можливості його зміни в процесі теплопередачі [46, 50].

### **Запитання для самоконтролю**

- 1 *Які процеси називають теплообмінними, як відбувається процес теплопередачі між різними теплоносіями?*
- 2 *Чи є різниця між процесами тепловіддачі і теплопередачі та у чому вона полягає?*
- 3 *Що називають швидкістю теплопередачі, у чому полягає відмінність швидкості тепловіддачі від швидкості теплопередачі?*
- 4 *Запишіть основне рівняння теплопередачі та назвіть величини, що визначають швидкість процесу.*
- 5 *Що є локальною та середньою рушійною силою процесу теплопередачі?*
- 6 *Назвіть та дайте основні характеристики робочих середовищ, що використовуються як гарячі теплоносії.*
- 7 *У чому полягають переваги та недоліки водяної пари як теплоносія в порівнянні з гарячими газами?*
- 8 *Назвіть та дайте основні характеристики робочих середовищ, що використовуються як холодні теплоносії.*
- 9 *Запишіть рівняння, за яким можна визначити величину теплового потоку, внесеного теплоносієм.*
- 10 *Запишіть рівняння, за яким можна визначити кількість тепла, одержуваного холодним теплоносієм.*
- 11 *Запишіть рівняння теплового балансу процесу передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та назвіть фізичний зміст вхідних до нього величин.*
- 12 *Назвіть та дайте визначення основних фізико-хімічних властивостей звичайно використовуваних теплоносіїв.*
- 13 *Назвіть та дайте визначення основних теплофізичних характеристик теплоносіїв.*
- 14 *Назвіть та дайте характеристику основних способів перенесення тепла, звичайно використовуваних у теплообмінниках.*

### 2.1 Температурне поле, температурний градієнт

В основу процесів перенесення енергії в просторі (і теплоти як різновиду енергії) покладена атомно-молекулярна теорія будови речовини та закони термодинаміки. З точки зору сучасної фізики перенесення теплоти в просторі (або через об'єм речовини) являє собою молекулярний перенос за допомогою руху молекул, атомів та електронів і називається *теплопровідністю*. Енергія руху молекул передається в просторі мимовільно у формі променистої енергії в напрямку від більшої температури до меншої. Отже, у просторі формується певне температурне поле як функція простору й часу  $T=f(x, y, z, \tau)$  [20, 34, 46].

При перенесенні тепла у тривимірному просторі можна виділити ізотермічні поверхні, що мають однакову температуру. Для характеристики темпу зміни температури у просторі в напрямку до ізотермічних поверхонь використовують поняття температурного градієнта.

*Температурним градієнтом* називають відношення зміни температури між ізотермічними поверхнями до відстані між ними, вимірюваної по нормалі, при цьому

$$\lim \left( \frac{\Delta T}{\Delta n} \right)_{\Delta n \rightarrow 0} = \frac{\partial T}{\partial n} = \text{grad } T. \quad (2.1)$$

Температурний градієнт можна також виразити в напрямку відповідних осей координат тривимірного простору, при цьому одержали

$$\text{grad } T_x = \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \text{grad } T_y = \frac{\partial T}{\partial y}, \quad \text{grad } T_z = \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (2.2)$$

Тепловий потік виникає тільки за умови, що температурний градієнт не дорівнює нулю, при цьому тепловий потік спрямований від більшої температури до меншої – у бік зниження температури. У той самий час позитивне значення вектора температурного градієнта спрямоване у протилежному напрямку до теплового потоку.

Температурний градієнт у найбільшій мірі змінюється щодо нормалі до ізотермічних поверхонь. Для сталого – стаціонарного теплового процесу температурний градієнт  $(d/dt)=0$ , для нестационарного – несталого теплового процесу  $(d/dt) \neq 0$  [32].

### 2.2 Закон Фур'є, коефіцієнт теплопровідності

Кількість тепла, що передається від теплоносія через одиницю поверхні теплопередачі в одиницю часу, називають *питомим тепловим потоком*, при цьому

$$q_m = \frac{Q}{F \cdot \tau}. \quad (2.3)$$

**Закон Фур'є.** Вивчаючи теплопровідність у твердих тілах, французький фізик Фур'є встановив залежність між питомим тепловим потоком і температурним градієнтом, при цьому знайдено

$$q_m = -\lambda \cdot \text{grad } T = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right), \quad (2.4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт пропорційності, названий коефіцієнтом теплопровідності.

Знак мінус у рівнянні (2.4) показує, що тепловий потік і температурний градієнт спрямовані в протилежні сторони.

Порівнявши залежності (2.3) – (2.4) і вирішивши їх спільно щодо кількості тепла, переданого теплопровідністю, отримано

$$Q = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right) \cdot F \cdot \tau. \quad (2.5)$$

Рівняння (2.5) у математичній формі виражає закон Фур'є – закон перенесення тепла теплопровідністю.

Відповідно до рівняння (2.5) і закону Фур'є *кількість тепла, переданого теплопровідністю, прямо пропорційна температурному градієнту, площі поверхні теплопередачі та часу.*

Записуючи рівняння (2.5) щодо однорідної твердої пластини товщиною  $\delta$ , у якій тепло поширюється теплопровідністю від нагрітої стінки до холодної, отримано залежність

$$Q = \lambda \frac{(t_2 - t_x)}{\delta} \cdot F \cdot \tau, \quad (2.6)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $t_2$ ,  $t_x$  – температура нагрітої й холодної поверхні стінки відповідно;  $\delta$  – товщина стінки;  $F$  – площа поверхні стінки;  $\tau$  – час.

Розв'язавши рівняння (2.6) щодо коефіцієнта теплопровідності та підставивши розмірність вхідних величин, отримали

$$\lambda = \frac{Q \cdot \delta}{(t_2 - t_x) \cdot F \cdot \tau} = \left[ \frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]. \quad (2.7)$$

*Коефіцієнт теплопровідності* показує, яка кількість тепла передається теплопровідністю за одиницю часу через шар речовини товщиною 1 метр із поверхнею теплопередачі 1 м<sup>2</sup> при різниці температур на поверхнях стінок в один градус.

Таким чином, коефіцієнт теплопровідності належить до теплофізичних констант речовини та характеризує теплопровідні властивості матеріалу або середовища в певному діапазоні температур.

Перенесення тепла теплопровідністю іноді в літературі називають кондуктивним перенесенням від англійського «*thermal conduction*».

### 2.3 Теплопровідність газів, рідин і різних матеріалів

Величина коефіцієнта теплопровідності залежить від багатьох факторів, а саме: від фізичної природи речовини, її структури, агрегатного стану, температури та інших факторів.

У хімічних та споріднених галузях промисловості використовуються різні речовини з високою теплопровідністю (звичайно це метали), речовини з помірною теплопровідністю (звичайно це рідини), а також речовини з низькою теплопровідністю (гази, газові суміші, пари рідин, а також теплоізоляційні матеріали).

*Гази* (за винятком водню та гелію) і *пари рідин* мають низьку теплопровідність в інтервалі 0,007–0,05 Вт/(м·К). Теплопровідність газів зростає з підвищенням температури, що пояснюється збільшенням кінетичної швидкості руху молекул.

Вплив тиску на теплопровідність газів незначна і ним нехтують при тисках газів менше 5 МПа.

Експериментальні значення коефіцієнтів теплопровідності газів наводяться в таблицях [34, 49, 50].

За відсутності експериментальних даних коефіцієнт теплопровідності газів приблизно можна визначити за формулою [33, 49]

$$\lambda = B c_v \mu, \quad (2.8)$$

де  $c_v$  – масова теплоємність газу при постійному об'ємі, Дж/(кг·К);  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості газу;  $B$  – дослідний коефіцієнт, що залежить від атомності газу: для одноатомних газів  $B=2,5$ ; для двоатомних газів  $B=1,9$ ; для триатомних –  $B=1,72$ .

Вплив температури на величину коефіцієнта теплопровідності газів враховують за допомогою емпіричного рівняння

$$\lambda = \lambda_0 \frac{273 + C}{T + C} \left( \frac{T}{273} \right)^{1,5}, \quad (2.9)$$

де  $T$  – абсолютна температура газу, К;  $C$  – константа Сазерленда [34].

Якщо відома теплопровідність пари рідини хоча б при одній температурі, то можна розрахувати її теплопровідність і при іншій температурі за залежністю [41]

$$\lambda_2 / \lambda_1 = (T_2 / T_1)^{1,786}, \quad (2.10)$$

де  $\lambda_1, \lambda_2$  – теплопровідність пари рідини при температурах  $T_1$  і  $T_2$ .

Теплопровідність газової суміші можна розраховувати у відповідності до правил адитивності, при цьому

$$\lambda_{см} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot y_i, \quad (2.11)$$

де  $\lambda_i$  – теплопровідність компонентів суміші;  $y_i$  – об'ємна (мольна) частка газових компонентів відповідно.

Значення коефіцієнтів теплопровідності газів і пари деяких речовин подані в табл. 2.1 та можуть бути визначені залежно від температури за допомогою номограми (див. додатки – рис. Б.2).

ТАБЛИЦЯ 2.1 – Теплопровідність газів і пари деяких речовин при температурі 20°C і атмосферному тиску

Газ	Теплопровідність, $\lambda$ , Вт/(м·К)	Коефіцієнт С у рівн. (2.9)	Пара речовини	Теплопровідність, $\lambda$ , Вт/(м·К)	Коефіцієнт С у рівн. (2.9)
Азот	0,025	114	Аміак	0,024	503
Повітря	0,026	124	Ацетон	0,0112	–
Водень	0,186	73	Вода	0,0238	–
Діоксид вуглецю	0,016	254	Метилловий спирт	0,016	–
Метан	0,033	162	Етан	0,020	252
Пропан	0,017	278	Етиловий спирт	0,0154	–

*Коефіцієнт теплопровідності рідин* змінюється в інтервалі 0,1–0,7 Вт/(м·К) і залежить від властивостей рідини та температури [5, 6, 34]. Для всіх рідин (за винятком води, гліцерину і його водних розчинів) теплопровідність рідин зменшується з підвищенням температури. Експериментальні дані щодо теплопровідності рідин подані у таблицях [34, 49]. Дані щодо зміни коефіцієнтів теплопровідності деяких рідин залежно від температури наведені у додатках (таблиця Б).

За відсутності експериментальних даних коефіцієнт теплопровідності рідин при температурі ~30°C можна розрахувати за залежністю

$$\lambda_{ж} = A c \rho (\rho / M)^{0,33}, \quad (2.12)$$

де  $c$  – питома теплосмність рідини;  $\rho$  – густина рідини;  $M$  – мольна маса рідини;  $A$  – коефіцієнт, що залежить від ступеня асоціації рідини: для асоційованих рідин (наприклад, води)  $A=3,58 \cdot 10^{-8}$ ; для неасоційованих рідин  $A=4,22 \cdot 10^{-8}$  [33, 49].

*Метали* мають високу теплопровідність, що пояснюється більш щільним упакуванням їхніх молекул у кристалічних ґратках і їх електронною провідністю. Поширені метали мають таку теплопровідність (Вт/(м·К)): срібло – 418, мідь – 384, золото – 293, алюміній – 203, сталь вуглецева – 46, сталь нержавіюча – 17,5.

Для металів коефіцієнт теплопровідності зменшується з підвищенням температури, що пояснюється зменшенням електронної провідності металів. Для чистих металів коефіцієнт теплопровідності вищий, ніж у металів з легуючими добавками.

*Теплопровідність будівельних* (в інтервалі  $\lambda=0,6-0,9$ ) та *теплоізоляційних* (в інтервалі  $\lambda = 0,05-0,12$ ) матеріалів пояснюється їх пористою структурою і наявністю повітря в мікропорах. Коефіцієнт теплопровідності будівельних матеріалів підвищується зі збільшенням

температури та вологості. Для синтетичних полімерних матеріалів коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,2-0,4$  Вт/(м·К). Дані щодо теплопровідності деяких теплоізоляційних матеріалів наведені у таблиці 2.2.

ТАБЛИЦЯ 2.2 – Теплопровідність деяких теплоізоляційних матеріалів у діапазоні температур від  $-200$  до  $+500^\circ\text{C}$

Найменування матеріалу	Температура застосування, $^\circ\text{C}$		Теплопровідність $\lambda$ , Вт/(м·К)
	мінімальна	максимальна	
Азбест листовий	-200	600	$0,088+0,00023t$
Азбест волокнистий	-200	450	0,160
Асбослюда	-	600	$0,12 + 0,00014t$
Вата мінеральна	-200	500	$0,044+0,00029t$
Вата скляна	-200	450	0,052
Повсть вовняна	-	100	0,047
Діатоміт мелений	-	800	$0,091 + 0,00028t$
Магnezія в порошку	-100	500	0,070
Пінобетон	-	400	$0,110 + 0,0003t$
Пінопласт	-170	100	0,040
Плитка теплоізоляційна	-250	750	0,037
Плити совелітні	-	500	$0,075 + 0,00015t$
Поролон	-190	100	0,040
Совеліт (плити)	-	500	$0,08 + 0,00018t$
Жужільна вата	-	750	$0,058 + 0,000145t$
Штукатурка цементна	-	-	0,93

## 2.4 Диференціальне рівняння теплопровідності

Поширення тепла теплопровідністю та зміни температури в часі в однорідному нерухомому середовищі описують диференціальним рівнянням, отриманим на основі використання закону збереження енергії й швидкості переносу тепла.

Виділивши в нерухомому однорідному середовищі елементарний об'єм  $i$  і використовуючи закон збереження енергії (див. рівняння (1.3)), можна визначити кількість тепла, що накопичується в одиниці об'єму за одиницю часу, при цьому одержимо

$$dQ = dV \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot d\tau, \quad (2.13)$$

де  $d$  – елементарний об'єм виділеного середовища;  $\rho$  – щільність речовини;  $c$  – теплоємність середовища;  $(\partial t / \partial \tau) \cdot d\tau$  – зміна температури в об'ємі середовища за час  $d\tau$ .

Не повторюючи математичних вправ і перетворень, викладених у книгах [11, 19], наведемо в остаточному вигляді рівняння для визначення кількості тепла, що передається в елементарному об'ємі шляхом теплопровідності, при цьому

$$dQ = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \cdot dV \cdot d\tau, \quad (2.14)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища;  $(\partial^2 t / \partial x^2)$ ,  $(\partial^2 t / \partial y^2)$ ,  $(\partial^2 t / \partial z^2)$  – друга похідна зміни температури в напрямку відповідної осі координат.

Порівнюючи залежності (2.13) – (2.14) і вирішуючи їх спільно щодо зміни температури в тілі за рахунок теплопровідності, знайшли

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2.15)$$

де  $a$  – коефіцієнт температуропровідності,  $m^2/c$ ,  $a = \lambda / c\rho$ ;  $c$  – теплоємність масова, Дж/(кг·К);  $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт температуропровідності характеризує властивості теплоносія, у якому тепло поширюється теплопровідно, при цьому варто враховувати зміну густини та теплоємності середовища у процесі його нагрівання (або охолодження) на ділянці теплообміну.

Рівняння (2.15) є математичною моделлю процесу поширення тепла теплопровідно в однорідному середовищі та може бути розв'язане для конкретного випадку з урахуванням умов однозначності та геометричної форми тіла, у якому поширюється тепло.

## 2.5 Теплопровідність одно- і багат шарової плоскої стінки

Застосуємо рівняння (2.15) для випадку поширення тепла у сталому режимі через одношарову плоску стінку уздовж осі абсцис (одновимірний процес), коли в тілі не відбувається зміни температури в часі та  $(dt/d\tau) = 0$ , при цьому рівняння можна записати так:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (2.16)$$

Граничними умовами процесу є:

якщо  $x=0$ , то  $t=t_{c1}$ ; якщо  $x=\delta$ , то  $t=t_{c2}$ , при цьому  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$  – температури на протилежних поверхнях плоскої стінки товщиною  $\delta$ .

Після першого інтегрування рівняння (2.16) отримали

$$\partial t / \partial x = C_1. \quad (2.17)$$

Після другого інтегрування рівняння одержали

$$t = C_1 x + C_2, \quad (2.18)$$

де  $C_1$  і  $C_2$  – константи інтегрування, визначені із граничних умов.

При  $x=0$ ,  $t=t_{c1}=C_2$ ; якщо  $x=\delta$ , то  $t=t_{c2}=C_1\delta + C_2$ .

Отже, з останнього рівняння маємо

$$t_{c2} = C_1 \cdot \delta + t_{c1}, \quad \text{звідки } C_1 = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta}.$$

Підставляючи константи інтегрування  $C_1$  і  $C_2$  у рівняння (2.18), одержимо закон розподілу температури щодо товщини плоскої стінки при перенесенні тепла теплопровідністю у сталому режимі

$$t = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta} \cdot x + t_{c1}. \quad (2.19)$$

Рівняння (2.19) показує, що температура в напрямку зміни товщини плоскої стінки змінюється лінійно, а температурний градієнт є величиною постійною, що дорівнює

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \left( \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta} \right). \quad (2.20)$$

З урахуванням залежності (2.20) рівняння теплопровідності для плоскої одношарової стінки записують у такому вигляді:

$$Q = \lambda \frac{(t_x - t_c)}{\delta} \cdot F \cdot \tau,$$

де  $t_x$ ,  $t_c$  – температура стінки з боку гарячого і холодного теплоносія відповідно.

Відношення  $(\lambda/\delta)$  називають *тепловою провідністю стінки*, а зворотнє відношення  $(\delta/\lambda)$  називають *термічним опором стінки*.

Для багатошарової плоскої стінки при сталому тепловому режимі рівняння теплопровідності записують у такому вигляді:

$$Q = \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\sum_1^n (\delta_i / \lambda_i)} \cdot F \cdot \tau, \quad (2.21)$$

де  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$  – температура стінки з боку гарячого і холодного теплоносія відповідно;  $i$  – порядковий номер шару;  $n$  – число шарів, що складають стінку;  $\delta_i$  – товщина  $i$ -го шару;  $\lambda_i$  – теплопровідність  $i$ -го шару.

Для циліндричної стінки довжиною 1 м, у якої відношення  $(d_3/d_6) \geq 2$ , питомий тепловий потік визначають за формулою

$$q = \frac{2\pi\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{\ln(d_3/d_6)},$$

для багатошарової циліндричної стінки питомий тепловий потік [11]

$$q = \frac{2\pi(t_{c2} - t_{c1})}{\sum_1^n \frac{1}{\lambda_i} \ln(d_{3i}/d_{6i})}, \quad (2.22)$$

де  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалів, що складають стінку;  $d_{3i}$ ,  $d_{6i}$  – діаметр зовнішній і внутрішній кожного шару стінки відповідно.

Звичайно металеві стінки мають високу теплопровідність, а основний термічний опір стінок виникає в результаті утворення шару

іржі на стінках (з боку пари, що гріє) або шару відкладень солей накипу або твердості (з боку води, що охолоджує, або киплячих розчинів).

Для зменшення шкідливого впливу відкладень на стінках, що помітно знижують швидкість теплопередачі, періодично проводять промивання та чищення теплообмінників.

## 2.6 Теплова ізоляція апаратів

Для зниження енерговитрат і зменшення втрат тепла в навколишнє середовище від нагрітих промислових апаратів і трубо-проводів їх покривають шаром теплоізоляції, використовуючи при цьому різні теплоізоляційні матеріали та різні способи створення теплової ізоляції. Теплоізоляція необхідна також для апаратів низькотемпературних установок з метою зниження припливу тепла з навколишнього середовища.

При розрахунку теплової ізоляції беруть припустимі втрати тепла  $q_n$  відносно питомого теплового потоку неізолюваної гарячої поверхні  $q_o$  (звичайно на рівні  $q_n = (0,03-0,05) q_o$ ).

Для циліндричних апаратів, у яких відношення ( $d_w/d_e < 2$ ), припустимі втрати теплоти через шар теплової ізоляції обчислюють за формулою

$$q_n = (t_3 - t_6) / (\delta_i / \lambda_i),$$

з якої визначають товщину шару теплової ізоляції

$$\delta_i = \frac{(t_3 - t_6) \lambda_i}{q_n}. \quad (2.23)$$

У наведених формулах прийняті такі позначення:  $d_3, d_6$  – діаметр зовнішнього та внутрішнього шару теплоізоляції відповідно;  $t_6, t_3$  – температура внутрішньої та зовнішньої поверхні шару ізоляції, °С;  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності ізоляції при середній температурі шару.

Для теплової ізоляції гарячих апаратів застосовують плити та шкаралупи зі шлаковати, мінеральної вати, гіпсу, коркові та торф'яні, азбест листовий та азбестову тканину, совеліт, слюду та інші матеріали [49, 50]. Вибір теплоізолюючого матеріалу роблять із врахуванням температурного діапазону, що рекомендується для нього, зовнішньої температури стінки апарата та теплозахисних властивостей матеріалу. Звичайно рекомендують використовувати ізоляційний матеріал з можливо меншим коефіцієнтом теплопровідності, що забезпечує низькі теплові втрати протягом тривалого часу, матеріал повинен бути не дорогим, зберігатися протягом тривалого терміну служби.

При виборі товщини шару теплоізоляції керуються економічними міркуваннями, при цьому віддають перевагу зменшенню теплових втрат (економії енерговитрат) навіть за рахунок деякого подорожчання витрат на теплоізоляцію. Практично для теплового захисту гарячих апаратів застосовують шар товщиною 30–100 мм залежно від виду та

властивостей теплоізоляційного матеріалу, температури стінки апарата та зовнішнього шару ізоляції. Для апаратів, установлених усередині виробничих приміщень, температура зовнішнього шару ізоляції не повинна перевищувати 45°C, для апаратів, установлених на відкритих площадках, температура стінки не повинна відрізнятися від температури навколишнього повітря більше ніж на 20–30°C.

Для теплової ізоляції апаратів, що працюють при низьких температурах, застосовують скловату, аерогель, вермикуліт, перліт, міпору, пінопласти (пінополістирол і пінополіуретани), а також вакуумно-порошкову та багат шарову екранно-вакуумну ізоляцію [50].

Теплова ізоляція апаратів звичайно складається із двох шарів – власне самої ізоляції та захисного кожуха. Звично захисний кожух захищає шар теплоізоляції від впливу атмосферної вологи, вітру і механічних ушкоджень, а також надає конструкції гарного зовнішнього вигляду. При виготовленні захисного кожуха використовують тонколистові матеріали товщиною 0,5–1,0 мм із алюмінію, алюмінієвих сплавів, тонко-листової прокатної або оцинкованої сталі, закріплюючи листи на зовнішній поверхні теплоізоляційного шару за допомогою само-нарізних гвинтів.

**Приклад 2.1.** У паропроводі діаметром 273x6 мм і довжиною  $L=800$  м транспортується насичена водяна пара під тиском  $P=16,0$  ат. Визначити товщину шару теплової ізоляції, виготовленої із мінераловатних шкаралуп та азбесто-цементної штукатурки товщиною 15 мм, щоб втрати тепла не перевищували  $q_n=200$  Вт/м<sup>2</sup> ізольованого паропроводу, температуру зовнішнього шару теплової ізоляції взяти  $t_{уз}=20^\circ\text{C}$ . Визначити також витрати водяної пари на компенсацію теплових втрат за рахунок її часткової конденсації у трубопроводі.

**Розв'язання.** 1. Із табл. А.13 (див. додатки) визначаємо температуру, питомий тепловміст та питому теплоту конденсації насиченої водяної пари під тиском 16 атм, при цьому  $T_{нп}=200,4^\circ\text{C}$ ,  $H_{нп}=2798$  кДж/кг, питома теплота конденсації пари  $r_{кп}=1943$  кДж/кг відповідно.

2. Визначимо середню температуру шару теплової ізоляції, що дорівнює

$$t_{сш} = (T_{нп} + t_{уз})/2 = (200,4 + 30,0)/2 = 115,2^\circ\text{C}.$$

3. Визначимо величину коефіцієнта теплопровідності для мінеральної вати при середній температурі (див. табл. 2.2):

$$\lambda_{ме} = 0,044 + 0,00029t_{сш} = 0,044 + 0,00029 \cdot 115,2 = 0,0774 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}.$$

4. Стінку теплоізольованого паропроводу будемо розглядати як багат шарову, що складається із стінки металевої труби товщиною 6 мм, шару теплової ізоляції із мінеральної вати товщиною  $\delta_{ме}$  та шару азбестоцементної штукатурки товщиною 15 мм.

При сталому режимі теплопередачі тепловий потік з 1 м<sup>2</sup> поверхні ізольованого трубопроводу дорівнює

$$q_n = \frac{Q_n}{F} = (t_m - t_{із}) / \left( \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}} + \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} \right), \quad (2.24)$$

де  $\lambda_m$  – коефіцієнт теплопровідності стінки сталевий труби,  $\lambda_m = 46$  Вт/(м·К);  $\delta_m$  – товщина стінки металевої труби, м;  $\lambda_{із}$ ,  $\lambda_{ш}$  – коефіцієнти теплопровідності шару теплової ізоляції та штукатурки відповідно, Вт/(м·К);  $\delta_{із}$ ,  $\delta_{ш}$  – товщина шару теплової ізоляції

та штукатурки відповідно, м;  $t_m$ ,  $t_{i3}$  – температура внутрішньої стінки труби паропроводу і зовнішньої поверхні теплової ізоляції відповідно, °С.

5 Підставивши потрібні дані в рівняння (2.24), маємо

$$200 = (200,4 - 20) / \left( \frac{0,006}{46} + \frac{\delta_{i3}}{0,0774} + \frac{0,015}{0,93} \right).$$

Розв'язавши це рівняння щодо товщини шару ізоляції, знайшли  $\delta_{i3} = 0,0685$  м.

Беремо товщину шару теплової ізоляції із мінеральної вати  $\delta_{i3} = 70$  мм та шар шар асбесто-цементної штукатурки товщиною 15 мм.

6 Для паропроводу довжиною 800 м зовнішня поверхня шару теплоізоляції дорівнює

$$F = \pi D_n L = 3,14(0,273 + 2 \cdot 0,070 + 2 \cdot 0,015) \times 800 = 1098,64 \text{ м}^2.$$

7 Фактичні питомі втрати тепла на 1 м<sup>2</sup> поверхні ізолюваного паропроводу складають

$$q_{fn} = (t_m - t_{i3}) / \left( \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} + \frac{\delta_{iu}}{\lambda_{iu}} \right) =$$

$$= (200,4 - 20) / \left( \frac{0,006}{46} + \frac{0,070}{0,0774} + \frac{0,015}{0,93} \right) = 195,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

8 Витрата водяної пари на компенсацію теплових втрат складає

$$G_{вп} = q_{fn} F / r_{кп} = 195,95 \cdot 1098,64 / 1,943 \cdot 10^6 = 0,1108 \text{ кг/с} = 398,9 \text{ кг/г}.$$

9 Транспортна потужність паропроводу при середній швидкості пари  $w_{п} = 20$  м/с

$$G_n = 0,785 d_n^2 \cdot w_n \cdot \rho_n = 0,785 \cdot 0,25^2 \cdot 20 \cdot 7,91 = 7,76 \text{ кг/с} = 27940 \text{ кг/г}.$$

**Відповідь:** товщина шару теплової ізоляції із мінераловатних шкаралуп товщиною  $\delta_{i3} = 70$  мм та асбесто-цементної штукатурки товщиною  $\delta_{iu} = 15$  мм; на компенсацію теплових втрат витрачається 398,9 кг/г водяної пари.

### Зпитання для самоконтролю

- 1 Як проходить процес перенесення теплоти шляхом теплопровідності?
- 2 Що називають температурним полем, чим відрізняється температурне поле при стаціонарному та нестаціонарному режимах?
- 3 Що називають температурним градієнтом, як його визначають?
- 4 Як записується та що виражає закон теплопровідності Фур'є?
- 5 Що називають коефіцієнтом теплопровідності, від яких факторів залежить коефіцієнт теплопровідності?
- 6 Поясніть, чому коефіцієнт теплопровідності металів вищий, ніж у неметалів.
- 7 Який порядок величин коефіцієнтів теплопровідності газів та рідин?
- 8 Який порядок величин коефіцієнтів теплопровідності будівельних матеріалів, від яких факторів вони залежать?
- 9 Запишіть рівняння теплопровідності для одношарової плоскої стінки, поясніть фізичний зміст величин, що до нього входять.
- 10 Запишіть рівняння теплопровідності для багатшарової плоскої стінки, поясніть фізичний зміст величин, що входять до нього.
- 11 Як впливає наявність шару накипу або іржі на теплопровідність стінок?
- 12 Що називають термічним опором стінки?
- 13 Навіщо потрібна тепла ізоляція апаратів і трубопроводів?
- 14 Від чого залежить товщина шару теплової ізоляції та як її обчислити?

### 3.1 Способи конвективного перенесення теплоти

Найпоширенішим способом перенесення теплоти в природі і в промислових апаратах та установках є конвективний теплообмін, що відбувається в просторі між ядром потоку теплоносія та роздільною стінкою, та виникає в результаті контакту, перемішування й переміщення в просторі макрооб'ємів теплоносія. Конвективний теплообмін є підсумковим процесом перенесення теплоти в результаті одночасної та спільної дії теплопровідності й конвекції в середовищі теплоносія, що рухається. Конвективний теплообмін відбувається тільки в газах і рідинах при їхньому русі з певною середньою швидкістю відносно роздільної стінки або при контакті теплоносія з поверхнею, утвореною твердим тілом.

Якщо рух потоків теплоносія щодо стінки проходить мимовільно, під впливом різниці температур та як наслідок її появи різниці густин середовища, дії виштовхувальних та гравітаційних сил, то такий рух одержав назву *природної (мимовільної) конвекції*.

Якщо рух потоків середовища викликаний використанням зовнішніх сил (дією тиску, різних пристроїв, насосів, що примусово перемішують потік, та ін.), то такий рух теплоносія та теплообмін, що відбуваються при цьому, *називають вимушеною (примусовою) конвекцією*.

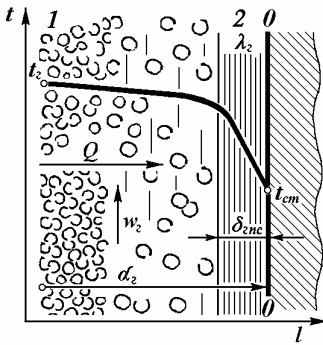
Конвективне перенесення теплоти від ядра потоку теплоносія до стінки (для гарячого теплоносія) або від нагрітої стінки в ядро потоку холодного теплоносія називається *тепловіддачею*.

Як відомо з розділів курсу гідромеханіки [19, 34, 42], при русі середовища з певною швидкістю щодо нерухомої стінки на ній формується пристінний підшарок, товщина якого визначається фізико-хімічними властивостями середовища та режимом руху потоку. Тому інтенсивність конвективного теплообміну також визначається фізико-хімічними властивостями теплоносія, його агрегатним станом, режимом руху, при цьому наявність пристінного підшарку у твердої поверхні створює додатковий термічний опір, а перенесення тепла через цей підшарок звичайно відбувається шляхом теплопровідності.

Характер зміни температури в процесі конвективного теплообміну – тепловіддачі від ядра потоку гарячого теплоносія до поверхні роздільної стінки - показано на рис. 3.1.

Звичайно при стаціонарному теплообміні температура у ядрі потоку теплоносія змінюється не так помітно внаслідок перемішування об'ємів теплоносія та конвекції, одночасно в пристінному підшарку зміна

температури відбувається лінійно у відповідності до закону теплопровідності, при цьому темп зміни температури більш високий.



**Рисунок 3.1 – Структура зміни температури в процесі конвективного теплообміну:**  
 0-0 – поверхня стінки; 1 – ядро потоку;  
 2 – пристінний підшарок

**Закон Ньютона – Ріхмана.** Основним законом конвективного перенесення теплоти є закон Ньютона – Ріхмана [11, 19, 36], у відповідності до якого *кількість тепла, передана за одиницю часу конвекцією, прямо пропорційна площі поверхні теплообміну та різниці температур між ядром потоку і стінкою (для гарячого теплоносія) або між стінкою і ядром потоку (для холодного теплоносія), при цьому*

$$Q = \alpha_z (t_z - t_{cm}) \cdot F, \quad (3.1)$$

де  $\alpha_z$  – коефіцієнт пропорційності, що називається *коефіцієнтом тепловіддачі* гарячого теплоносія;  $t_z, t_{cm}$  – температура ядра потоку гарячого теплоносія та стінки відповідно.

Розв’язавши рівняння (3.1) щодо коефіцієнта тепловіддачі, одержали

$$\alpha_z = \left[ \frac{Q}{(t_z - t_{cm}) \cdot F} \right] = \left[ \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right]. \quad (3.2)$$

У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі для гарячого теплоносія показує, *яка кількість тепла передається за одиницю часу конвекцією із ядра потоку теплоносія до стінки площею 1 м<sup>2</sup> при різниці температур між середовищем і стінкою в 1 градус.*

Подібним чином також можна виразити коефіцієнт тепловіддачі для холодного теплоносія, при цьому рушійною силою тепловіддачі в цьому випадку є різниця температур між температурою стінки та ядром потоку холодного теплоносія.

*Коефіцієнт тепловіддачі є кінетичною величиною, що характеризує швидкість перенесення тепла від гарячого теплоносія до стінки (або від стінки до холодного теплоносія) і залежить від агрегатного стану та фізико-хімічних властивостей теплоносія при його середній температурі, а також від режиму руху потоку, форми каналу й стану поверхні теплопередавальної стінки.*

Теоретично представити у явному вигляді залежність коефіцієнта тепловіддачі від перелічених вище факторів не вдається, тому для визначення коефіцієнтів тепловіддачі використовують критеріальні рівняння, які є результатом узагальнення експериментальних даних щодо групи процесів, що проходять подібно.

### 3.2 Диференціальне рівняння конвективного теплообміну

Як відзначалося, конвективний теплообмін у потоці теплоносія, що рухається, відбувається за рахунок одночасної дії механізмів перенесення тепла теплопровідністю та конвекцією.

Процес поширення тепла в суцільному середовищі за допомогою теплопровідності та локальна зміна температури в елементі нерухомого середовища описуються рівнянням Фур'є (2.5).

При конвективному теплообміні елемент об'єму потоку теплоносія переміщується з певною швидкістю з однієї зони простору в іншу, при цьому необхідно враховувати повну зміну температури елемента як за рахунок теплопровідності середовища, так і за рахунок його конвективного переміщення.

Кількість переданого тепла та зміну температури в елементі об'єму теплоносія при його переміщенні в просторі з певною швидкістю обчислювали диференціальним рівнянням, при цьому отримали [19]

$$dQ_{\kappa} = \rho \cdot c \left( \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z \right) \cdot dV \cdot d\tau, \quad (3.3)$$

де  $(\partial t/\partial x)$ ,  $(\partial t/\partial y)$ ,  $(\partial t/\partial z)$  – градієнт температури в напрямку відповідної осі координат;  $w_x$ ,  $w_y$ ,  $w_z$  – вектори швидкості потоку в напрямку щодо відповідних осей координат.

Кількість тепла, що передана теплопровідністю в елементі об'єму нерухомого середовища, визначається диференціальним рівнянням теплопровідності (2.14), при цьому

$$dQ_m = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \cdot dV \cdot d\tau. \quad (3.4)$$

Загальна кількість тепла, що передана теплопровідністю та конвекцією в елементарний об'єм теплоносія, призводить до зміни температури в цьому елементі об'єму та дорівнює

$$dQ = dQ_m + dQ_{\kappa} = dV \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot d\tau. \quad (3.5)$$

Підставивши в рівняння (3.5) залежності (3.3) і (3.4), після нескладних перетворень одержали

$$a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z, \quad (3.6)$$

де  $\partial t/\partial \tau$  – враховує зміну температури в локальному перетині потоку в часі;  $(\partial t/\partial x)w_x$ ,  $(\partial t/\partial y)w_y$ ,  $(\partial t/\partial z)w_z$  – конвективна зміна температури в обсязі середовища, що рухається, у напрямку відповідних осей координат;  $a$  – коефіцієнт температуропровідності середовища,  $a = \lambda/c\rho$ .

Залежність (3.6) є математичним описом моделі розподілу температури в потоці теплоносія, що рухається, як результат одночасної дії теплопровідності й конвекції та називається *диференціальним рівнянням конвективного теплообміну в рухомому середовищі – рівнянням Фур'є – Кірхгофа*.

Повний математичний опис конвективного теплообміну повинен додатково включати додаткові рівняння, що враховують умови теплообміну на границі між роздільною стінкою та теплоносієм.

Як відзначалося вище, на границі розділення фаз (біля стінки) завжди формується приграничний підшарок, у якому тепло поширюється теплопровідністю (див. рис. 3.1), при цьому питомий тепловий потік дорівнює

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right). \quad (3.7)$$

При конвективному перенесенні тепла від гарячого теплоносія до стінки питомий тепловий потік дорівнює

$$q = \alpha_z (t_z - t_{cm1}). \quad (3.8)$$

Для сталого процесу тепловіддачі питомі теплові потоки рівні, отже

$$-\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right) = \alpha_z (t_z - t_{cm1}) \quad (3.9)$$

Рівняння (3.9) описує умови теплообміну на межі поділу між гарячим теплоносієм і стінкою.

Отримана система диференціальних рівнянь (3.6) – (3.9) конвективного теплообміну в загальному вигляді не вирішується, вона може бути розв'язана тільки для деяких найпростіших випадків при введенні ряду допущень, що спрощують умови проходження процесу.

У розрахунковій практиці в основному використовують критеріальні рівняння конвективного теплообміну, отримані в результаті використання теорії подібності та обробки і узагальнення експериментальних даних у формі критеріальних залежностей, що поширюються на групу, що проходить подібно.

### 3.3 Критерії теплової подібності та їх фізична суть

Виконаємо перетворення диференціальних рівнянь конвективного теплообміну в критеріальні методами теорії подібності.

Як відомо, на основі теорії подібності одержують критерії (числа) подібності, які є мірою співвідношення впливу певного роду фізичних величин і комплексів у схожих об'єктах, процесах та явищах, що проходять подібним чином [17, 19, 25].

Виконаємо подібне перетворення диференціального рівняння конвективного теплообміну на межі між теплоносієм і стінкою, при цьому відповідно до рівняння (3.9) маємо

$$-\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right) = \alpha_2 (t_2 - t_{cm1}),$$

де комплекс ліворуч враховує інтенсивність перенесення тепла шляхом теплопровідності в приграничному прошарку теплоносія, а комплекс праворуч враховує інтенсивність конвективного перенесення тепла з ядра потоку теплоносія до поверхні роздільної стінки.

Рівняння (3.9) завжди залишається справедливим для великої групи процесів конвективного переносу тепла незалежно від масштабів турбулентності потоків і фізико-хімічних властивостей середовища.

Відкинувши символи диференціювання та замінивши їх зміною нескінченно малих диференційованих величин або самими величинами, представимо рівняння конвективного теплообміну в такому вигляді:

$$-\lambda \left( \frac{\Delta t}{l} \right) = \alpha_2 (t_2 - t_{cm1}). \quad (3.10)$$

Розділивши праву частину рівняння (3.10) на ліву, отримаємо

$$\alpha \cdot \Delta t : \left[ \lambda \frac{\Delta t}{l} \right] = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = Nu. \quad (3.11)$$

Безрозмірний комплекс (3.11) одержав назву *критерію (числа) Нуссельта* та є мірою співвідношення інтенсивності конвективного теплообміну щодо інтенсивності переносу тепла шляхом теплопровідності на границі між ядром потоку та стінкою, що розділює теплоносії.

Критерій Нуссельта є *невизначеним (пошукуваним)*, тому що він містить у собі невідому величину коефіцієнта тепловіддачі, і, отже, залежить від інших критеріїв, що визначають гідродинамічний режим течії теплоносія у потоці та враховують вплив геометричних параметрів системи, зміну теплофізичних властивостей теплоносія та інше.

Для одержання інших критеріїв (чисел) подібності знову скористаємося диференціальним рівнянням (3.6).

Для цього представимо рівняння процесу конвективного перенесення тепла в напрямку тільки однієї осі абсцис (одновимірний тепловий потік), а також замінимо диференціали величин зміною самих величин, при цьому одержимо

$$\frac{t}{\tau} + \frac{t}{l} \cdot w = a \frac{t}{l^2}, \quad (3.12)$$

(A) (B) (C)

де А – складова, що враховує локальну зміну температури у часі в певному (локальному) перетині потоку теплоносія; В – складова, що враховує зміну температури теплоносія в напрямку від ядра потоку до стінки при конвективному теплообміні та руху теплоносія в потоці з певною швидкістю; С – складова, що враховує інтенсивність пере-

несення тепла теплопровідністю через приграничний прошарок на межі розділення фаз.

Якщо розділити одні складові частини рівняння (3.12) на інші, то можна одержати нові комплекси подібності.

Розділивши складову (B) на складову (C), отримали

$$\frac{t}{l} w : a \frac{t}{l^2} = \frac{w \cdot l}{a} = Pe. \quad (3.13)$$

Безрозмірний комплекс (3.13) одержав назву *критерію (числа) Пекле* та є мірою співвідношення інтенсивності конвективного теплообміну в ядрі потоку теплоносія відносно інтенсивності перенесення тепла шляхом теплопровідності на межі між ядром потоку та приграничним прошарком теплоносія.

Критерій Пекле є *визначеним*, тому що він складається із відомих величин, що входять в умови однозначності та визначають параметри процесу (швидкість руху середовища, характерний лінійний розмір каналу, теплофізичні властивості теплоносія).

Для виявлення впливу гідродинамічних і теплофізичних факторів на швидкість конвективного теплообміну проведемо перетворення критерію Пекле. Для цього підставимо в критерій Пекле вираз для коефіцієнта температуропровідності, домножимо та розділимо чисельник і знаменник дробу на коефіцієнт динамічної в'язкості, при цьому одержимо комплекс, складений із інших критеріїв (чисел) подібності

$$\frac{w \cdot l}{a} = \frac{w \cdot l \cdot c \cdot \rho}{\lambda} \cdot \frac{\mu}{\mu} = \frac{wl\rho}{\lambda} \cdot \frac{c\mu}{\lambda} = Re \cdot Pr, \quad (3.14)$$

де *Re* – *критерій (число) Рейнольдса*, що характеризує гідродинамічний режим руху потоку теплоносія в каналі,  $Re = wl\rho/\mu$ ; *Pr* – *критерій (число) Прандтля*, що характеризує теплофізичні властивості теплоносія в ядрі потоку,  $Pr = c\mu/\lambda$ .

Критерії Рейнольдса та Прандтля в даному процесі є визначеними, тому що вони складені із відомих величин, що входять в умови однозначності та можуть бути визначені в конкретних обставинах процесу.

Нестационарні умови конвективного теплообміну в локальному перетині потоку теплоносія враховує складова (A) у диференціальному рівнянні конвективного теплообміну (3.12).

Розділивши в рівнянні (3.12) складову (C) на складову (A), одержали

$$a \frac{t}{l^2} : \frac{t}{\tau} = \frac{a\tau}{l^2} = Fo, \quad (3.15)$$

де *Fo* – *критерій (число) Фур'є*, який є мірою співвідношення зміни температури теплоносія внаслідок перенесення тепла теплопровідністю щодо локальної зміни температури в часі в локальному перетині потоку за рахунок нестационарності течії теплоносія.

ТАБЛИЦЯ 3.1 – Критерії (числа) подібності, використовувані в критеріальних рівняннях конвективного теплообміну

Критерій	Формула	Основний фізичний зміст
Рейнольдса	$Re = wl / \nu = wl\rho / \mu$	Міра співвідношення сил інерційних у потоці до сил в'язкісного тертя
Архімеда	$Ar = Ga[(\rho_T - \rho) / \rho]$	Міра співвідношення сил в'язкісного тертя та гравітаційних до виштовхувальних сил середовища
Галілея	$Ga = Re^2 / Fr = gl^3 / \nu^2$	Міра співвідношення сил масових та інерційних до сил в'язкісного тертя у подібних потоках
Нуссельта	$Nu = \alpha l / \lambda$	Міра співвідношення інтенсивності конвективного теплообміну до кондуктивного в приграничному підшарку теплоносія на межі поділу фаз (потік – стінка)
Пекле	$Pe = wl / a = Re \cdot Pr$	Міра співвідношення теплових потоків, що передаються конвекцією та теплопровідністю у ядрі потоку теплоносія
Прандтля	$Pr = \nu / a = c\mu / \lambda$	Міра співвідношення в'язкісних та температуропровідних властивостей теплоносія в процесі конвективного теплообміну
Фур'є	$Fo = a\tau / l^2$	Міра співвідношення теплоти, переданої теплопровідністю та локальними пульсаціями в нестационарному потоці
Грасгофа	$Gr = \frac{l^3 g}{\nu^2} \cdot \beta \Delta t$	Міра співвідношення виштовхувальної сили, що виникає при термогравітаційній конвекції, до сил в'язкісного тертя
Фруда	$Fr = w^2 / gl$	Міра співвідношення інерційних сил до гравітаційних у подібних потоках
Кутателадзе	$Ku = \frac{r}{c \cdot \Delta t}$	Міра співвідношення теплоти фазового переходу до теплоти, що приймається середовищем при температурі насичення
Біо	$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_{cm}}$	Міра співвідношення інтенсивності конвективного та кондуктивного теплообміну на межі між середовищем та твердою стінкою
Релєя	$Ra = Gr \cdot Pr$	Характеризує режим термогравітаційної вільної конвекції у краплинних рідинах
Стантона	$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{cw\rho}$	Міра співвідношення інтенсивності конвективного теплообміну до теплоти, внесеної потоком теплоносія

Критерій Фур'є також є визначеним, бо він складений із величин, що входять до умов однозначності, та може бути розрахований для конкретних умов проходження процесу.

Таким чином, гідродинамічний критерій Рейнольдса, а також теплові критерії Нуссельта, Прандтля та Фур'є описують умови конвективного перенесення тепла з урахуванням гідродинаміки потоку і зміни теплофізичних властивостей теплоносія.

Крім вищезгаданих критеріїв, при розрахунку швидкості конвективного теплообміну використовують критерії (числа) Біо, Грасгофа, Галілея, Кирпичева та інші [19, 24, 25].

Основні критерії подібності, що використовуються в розрахунках процесів конвективного теплообміну, представлені в табл. 3.1.

### 3.4 Критеріальні рівняння конвективного теплообміну

Як бачимо із попереднього, залежність між змінними факторами процесу конвективного теплообміну представлена системою диференціальних рівнянь, при її вирішенні потрібно встановити функціональний зв'язок між шуканою величиною коефіцієнта тепловіддачі та змінними факторами, що впливають на процес.

У загальному випадку таку функцію можна подати наступною залежністю в неявному вигляді

$$\alpha = f(c, \rho, \mu, \lambda, w, l, d, \Delta t, \tau \dots),$$

у якій повинні бути враховані всі фізико-хімічні, гідродинамічні, термодинамічні та геометричні фактори процесу.

Розв'язавши системи диференціальних рівнянь із метою одержання функціональної залежності в явному вигляді у даний час не може бути виконане, тому для вирішення практичних завдань з конвективного теплообміну використовують критеріальні рівняння [11, 19, 32, 36].

*Залежність між невизначеним критерієм подібності (що включає невідому – шукану величину) і визначеними критеріями, складеними із величин, що входять в умови однозначності, називають критеріальним рівнянням.*

Критеріальне рівняння конвективного теплообміну можна подати в узагальненому вигляді залежністю [11, 20, 24, 32, 45]

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Fo, \Gamma), \quad (3.16)$$

де  $Re$  – критерій Рейнольдса, що враховує гідродинамічний режим руху теплоносія;  $Pr$ ,  $Gr$ ,  $Fo$  – теплові критерії Прандтля, Грасгофа, Фур'є відповідно, що враховують теплофізичні властивості теплоносія, а також вплив різного виду сил у потоці теплоносія;  $\Gamma$  – параметричний критерій, що враховує подібність геометричних розмірів об'єкта, у якому відбувається теплообмін.

Критеріальне рівняння у явній формі має вигляд

$$Nu = A Re^c Pr^k Fo^n \Gamma^p, \quad (3.17)$$

де  $A$  – коефіцієнт;  $c$ ,  $k$ ,  $n$ ,  $p$  – показники, що визначаються в результаті узагальнення експериментальних даних для конкретного процесу конвективного теплообміну.

Для розрахунку конкретних умов процесу конвективного теплообміну у критеріальне рівняння включають тільки ті критерії гідродинамічної та теплової подібності, які помітно впливають на швидкість процесу.

Так, для сталого процесу тепловіддачі при вимушеному русі теплоносія критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu = A Re^m Pr_f^n \left( Pr_f / Pr_w \right)^p, \quad (3.18)$$

де  $Pr_f$ ,  $Pr_w$  – число Прандтля, розраховане для теплоносія з температурою в ядрі потоку та біля стінки відповідно;  $Pr_f / Pr_w$  – відношення чисел Прандтля, що враховує зміну властивостей теплоносія та напрямок процесу тепловіддачі (при охолодженні з ядра потоку до стінки або від стінки в ядро потоку при нагріванні теплоносія).

Для теплообміну в умовах природної (вимовільної) конвекції критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu = A (Gr_f \cdot Pr_f)^n, \quad (3.19)$$

де  $Gr_f$  – критерій (число) Грасгофа, що враховує режим вільної конвекції потоку в результаті зміни густини теплоносія.

Явний вигляд критеріальних рівнянь для різних випадків конвективного теплообміну буде представлений нижче при вивченні конкретних процесів.

Якщо для конкретного процесу конвективного теплообміну підібране прийнятне критеріальне рівняння та воно розв'язане щодо критерію (числа) Нуссельта, то на його основі можна визначити швидкість перенесення теплоти – коефіцієнт тепловіддачі, при цьому

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}. \quad (3.20)$$

Слід зазначити, що розрахунок швидкості конвективного теплообміну за допомогою критеріальних рівнянь певною мірою є наближеним, тому що багато геометричних, фізичних і фізико-хімічних факторів не завжди можуть бути враховані цими рівняннями з високою точністю.

Звичайно похибка розрахункових значень коефіцієнта тепловіддачі щодо експериментальних величин складає  $\pm 8-10\%$ .

### 3.5 Алгоритм розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі

Якщо для конкретного процесу конвективного теплообміну у однорідному потоці теплоносія (газовій або рідкій фазі) за літературними джерелами вдало підібране критеріальне рівняння у явному вигляді, що враховує в найбільшій мірі умови проходження процесу, то це дозволяє з достатньою точністю (з відхиленнями в межах  $\pm 10\%$ ) розрахувати коефіцієнт тепловіддачі в цій фазі за наступним алгоритмом.

1 Уточнюють умови проходження процесу в теплообміннику та визначають параметри середовища в робочих умовах, а саме: фізико-хімічні властивості середовища при середній температурі ядра потоку та температурі середовища біля стінки; геометричні характеристики каналу, у якому рухається теплоносій; фізичні умови, режим руху теплоносія; інші параметри, що впливають на процес.

2 Із літературних джерел або довідників вибирають критеріальне рівняння, що рекомендується для розрахунків тепловіддачі в конкретній фазі (газовій або рідкій) та яке найбільше враховує умови проходження даного процесу.

3 Розраховують числа Рейнольдса, Прандтля та інші критерії подібності у даному теплоносії для умов процесу конвективного теплообміну. Потім розв'язують критеріальне рівняння щодо числа Нуссельта.

4 На основі формули (3.20) визначають коефіцієнт тепловіддачі в даному теплоносії. Наприклад, для гарячого теплоносія

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{l},$$

де  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності гарячого теплоносія;  $l$  – визначальний геометричний розмір (це може бути еквівалентний діаметр каналу, діаметр труби, висота труби, товщина плівки на межі поділу фаз та інше).

Подібний алгоритм розрахунку можна застосовувати при визначенні коефіцієнтів тепловіддачі для теплоносіїв, що змінюють свій агрегатний стан, або для двофазних потоків, використовуючи критеріальні рівняння, що рекомендують.

### 3.6 Конвективний теплообмін при вільній конвекції

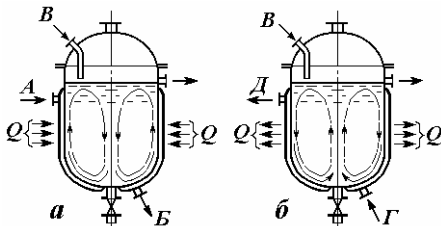
Розглянемо найпоширеніші методи розрахунків швидкості конвективного теплообміну між теплоносієм і стінкою для випадків, коли агрегатний стан теплоносія не змінюється.

Швидкість тепловіддачі на межі поділу фаз залежить від агрегатного стану, фізико-хімічних властивостей і режиму руху теплоносія, характеру руху теплоносія стосовно стінки (поздовжній або поперечний рух), напрямку теплового потоку (від теплоносія до стінки або від стінки до теплоносія).

Розрізняють два принципово різні режими конвекції: вільну (природну) і вимушену (примусову) конвекцію.

**Вільна конвекція** виникає мимовільно в необмеженому просторі у приграничному шарі за рахунок різниці температур між стінкою та теплоносієм. При нагріванні гарячим теплоносієм холодного теплоносія через стінку (див. рис. 3.2 а) в результаті об'ємного розширення густина холодного теплоносія зменшується, при цьому за рахунок різниці густини холодних і нагрітих об'ємів середовища виникає підймальна сила, під дією якої нагріті шари теплоносія біля стінки рухаються угору. Холодні ж шари теплоносія, заміщуючи теплі шари, переміщуються по центру потоку донизу, при цьому виникає вільна конвекція – мимовільний неорганізований циркуляційний рух теплоносія у певному контурі – висхідна циркуляція біля стінок і низхідна циркуляція у центрі.

У випадку передачі тепла від гарячого теплоносія, що охолоджується у апараті, до вертикальної стінки, що охолоджується холодним теплоносієм (див. рис. 3.2 б), конвективні потоки спрямовані уздовж теплообмінної поверхні зверху униз (низхідна циркуляція), а потім біля центра потоки витісняють гарячий теплоносієм угору. Таким чином, при охолодженні гарячого теплоносія конвективні потоки спрямовані уздовж стінки зверху вниз в режимі низхідної циркуляції, а по центру знизу угору – в режимі висхідної циркуляції.



**Рисунок 3.2 – Направлення руху конвективних потоків теплосій:**

*a* – при нагріванні холодного теплоносія; *б* – при охолодженні гарячого теплоносія.

А – подача гарячого теплоносія; Б – відведення теплоносія; В – подача середовища; Г – подача холодного теплоносія; Д – відведення теплоносія

Залежно від різниці температур між стінкою та теплоносієм довжини стінки і її орієнтації в просторі, а також інтенсивності циркуляції потоку середовища розрізняють ламінарний і турбулентний режими вільної конвекції, що визначаються залежно від добутку чисел Грасгофа та Прандтля ( $Gr \cdot Pr$ ).

Для ламінарного режиму вільної конвекції  $10^3 < (Gr \cdot Pr) < 10^9$  щодо вертикальної поверхні рекомендовано [33] використовувати критеріальне рівняння

$$Nu_c = 0,76(Gr_c Pr_c)^{0,25} (Pr_c / Pr_{cm})^{0,25} \quad (3.21)$$

Для турбулентного режиму вільної конвекції  $(Gr \cdot Pr) > 10^9$  застосовують таке критеріальне рівняння:

$$Nu_c = 0,15(Gr_c Pr_c)^{0,33} (Pr_c / Pr_{cm})^{0,25} \quad (3.22)$$

У рівняннях (3.21) – (3.22) як визначальний геометричний розмір беруть висоту шару рідини, як визначальну температуру – середню температуру теплоносія.

У випадку вільної конвекції на горизонтальній площині при турбулентному режимі застосовують критеріальне рівняння

$$Nu_c = 0,5(Gr_c Pr_c)^{0,25} (Pr_c / Pr_{cm})^{0,25} \quad (3.23)$$

У рівнянні (3.23) як визначальний розмір для плоскої поверхні беруть ширину – менший лінійний розмір; для труб – зовнішній діаметр труби; як визначальну температуру беруть середню температуру теплоносія.

### 3.7 Теплообмін при вимушеній конвекції теплоносіїв

Найпоширенішим видом теплообміну в хімічній апаратурі є *вимушена (примусова) конвекція*, що відбувається при перенесенні тепла в результаті примусового переміщення та перемішування макрооб'ємів теплоносія в каналах складної форми.

Швидкість конвективного теплообміну залежить від багатьох факторів, у першу чергу від агрегатного стану (газ, рідина) і гідродинамічного режиму руху теплоносія, а потім від виду руху потоку щодо поверхні (поздовжній або поперечний рух), від розташування (горизонтальне, вертикальне) і виду (плоска, трубчаста, у вигляді насадки та ін.) поверхні теплообміну та ін.

Для сталого конвективного теплообміну в умовах вимушеного руху теплоносія найчастіше використовують критеріальне рівняння вигляду

$$Nu = A Re_f^m Pr_f^n \left( Pr_f / Pr_w \right)^p, \quad (3.24)$$

яке видозмінюється залежно від перелічених вище факторів.

**Поздовжній рух теплоносія в каналах.** При русі теплоносія уздовж теплообмінної поверхні (поздовжній рух) отримані найбільш достовірні критеріальні рівняння.

При *ламінарному режимі руху* теплоносія ( $Re_f < 2300$ ) усередині труб і каналів складної форми використовують рівняння [19, 33, 36]

$$Nu_f = 0,17 Re_f^{0,33} Pr_f^{0,43} Gr_f^{0,1} \left( Pr_f / Pr_w \right)^{0,25}, \quad (3.25)$$

де  $Re$  – число Рейнольдса для теплоносія;  $Pr$  – число Прандтля;  $Gr$  – число Грасгофа, що враховує вплив вільної конвекції;  $(Pr_f / Pr_w)$  – комплекс, що враховує вплив напрямку теплового потоку (з ядра потоку до стінки або від стінки до теплоносія);  $f$  – індекс (*fluid*), що відноситься до середньої температури теплоносія;  $w$  – індекс (*wall*), що відноситься до температури теплоносія біля стінки.

Для газів рівняння (3.25) використовують у спрощеному вигляді, тому що внаслідок поганої теплопровідності газів і малих значень числа Прандтля для газів ( $Pr = 0,72-1,0$ ) комплекс  $(Pr_f / Pr_w) = 1$ .

При *розвиненому турбулентному режимі руху* теплоносія усередині труб і каналів ( $Re_f > 10000$ ) для розрахунку швидкості тепловіддачі рекомендовано [19, 33] використовувати критеріальне рівняння вигляду

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left( Pr_f / Pr_w \right)^{0,25}. \quad (3.26)$$

При поздовжньому зовнішньому обтіканні пучка труб ( $Re_f > 10000$ ) рекомендовано застосовувати рівняння

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4}. \quad (3.27)$$

У рівняннях (3.25) – (3.27) при розрахунку чисел Рейнольдса та Прандтля визначальною температурою є середня температура тепло-

носія, визначальним геометричним розміром є еквівалентний діаметр міжтрубного простору

$$d_o = \frac{D_{вн}^2 - nd_n^2}{nd_n}$$

де  $D_{вн}$  – внутрішній діаметр корпусу теплообмінника;  $d_n$  – зовнішній діаметр труби;  $n$  – число труб у трубному пучку.

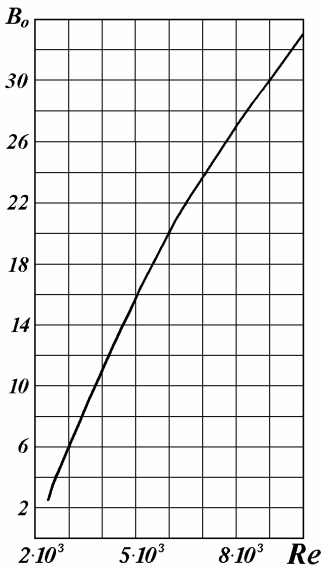
При русі теплоносія в перехідному режимі ( $2300 < Re_f < 10000$ ) надійні формули відсутні. Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі рекомендовано [33] використовувати критеріальне рівняння

$$Nu_f = B_o Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, \quad (3.28)$$

де  $B_o$  – коефіцієнт, величина якого залежить від числа Рейнольдса та визначається за графіком – див. рис. 3.2.

**Рисунок 3.2** – Залежність коефіцієнта

$B_o = Nu_f / Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$  від числа Рейнольдса для перехідного режиму течії теплоносіїв



**Приклад 3.1** У горизонтальному кожухо-трубному теплообміннику, що має 19 труб діаметром 18x2 мм, у трубах нагрівається вода від температури  $t_n=22^\circ\text{C}$  до температури  $t_k=58^\circ\text{C}$  за рахунок теплоти конденсації насиченої водяної пари, що конденсується у міжтрубному просторі теплообмінника під тиском  $P=0,6$  ат. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до води, якщо об'ємна витрата води складає  $V_v = 3,6 \text{ м}^3/\text{Г}$ .

**Розв'язання.** 1 Із табл. А.13 (див. додатки) визначимо температуру конденсації насиченої водяної

пари під тиском  $P=0,6$  ат, при цьому  $t_{кн} = 85,5^\circ\text{C}$ .

2 Визначимо середню температуру води та її фізико-хімічні властивості при середній температурі. Середня температура води  $t_f = (t_n + t_k) / 2 = (22 + 58) / 2 = 40^\circ\text{C}$ .

Із таблиць А.3, А.4, А.5 та рис. Б.1 (див. додатки) для води при температурі  $t_f=40^\circ\text{C}$  визначаємо: густина води  $\rho_g = 992 \text{ кг/м}^3$ ; теплоємність води  $c_g = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ ; в'язкість води  $\mu_g = 0,656 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ; теплопровідність води  $\lambda_g = 0,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ .

3 Визначимо середню швидкість води в трубках, при цьому

$$w_g = V_g / 3600 \times 0,785 d_g^2 \times n = 3,6 / 3600 \cdot 0,785 \cdot 0,014^2 \cdot 19 = 0,342 \text{ м/с},$$

де  $d_g$  – внутрішній діаметр трубок, м.

4 Визначимо режим течії води в трубках

$$Re = w_g \cdot d_e \cdot \rho_g / \mu_g = 0,342 \cdot 0,014 \cdot 992 / 0,656 \cdot 10^{-3} = 7240,$$

де  $d_e$  – еквівалентний діаметр труби, при цьому  $d_e = d_g$ .

Режим течії води в трубках перехідний.

5 Для перехідного режиму течії використовується критеріальне рівняння (3.28)

$$Nu_f = B_o Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25},$$

де  $B_o$  – коефіцієнт, що визначається залежно від числа Рейнольдса (див. рис. 3.2).

Із рис. 3.2 для  $Re = 7240$  знаходимо  $B_o = 22,5$ .

6 Виразуємо числові значення критеріїв Прандтля для ядра потоку води  $Pr_f$  та для температури води біля нагрітої стінки  $Pr_w$ .

Для ядра потоку води  $Pr_f = c_d \mu_g / \lambda_g = 4190 \cdot 0,656 \cdot 10^{-3} / 0,63 = 4,36$ .

Для потоку води біля стінки  $Pr_w = c_c \mu_c / \lambda_c$ ,

де  $c_c$ ,  $\lambda_c$ ,  $\mu_c$  – теплоємність, теплопровідність та в'язкість води біля нагрітої стінки.

Середня температура води біля нагрітої стінки

$$t_w = (t_f + t_{cm})/2 = (40 + 85,5)/2 = 63^\circ\text{C}$$

при цій температурі:  $c_c = 4185$  Дж/(кг·К);  $\lambda_g = 0,67$  Вт/(м·К);  $\mu_g = 0,45 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

$$Pr_w = c_c \mu_c / \lambda_c = 4185 \cdot 0,45 \cdot 10^{-3} / 0,67 = 2,81$$

7 Виразуємо числове значення числа Нуссельта за формулою (3.26)

$$Nu_f = 22,5 \cdot 4,36^{0,43} (4,36/2,81)^{0,25} = 47,3$$

8 Коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої стінки до потоку води дорівнює

$$\alpha_g = Nu_f \lambda_g / d_e = 47,3 \cdot 0,63 / 0,014 = 2128,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

**Відповідь:** коефіцієнт тепловіддачі від гарячої стінки до води  $\alpha_g = 2128,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**Поперечне обтікання пучків гладких труб.** Швидкість теплообміну щодо пучка труб, омиваного зовні потоком теплоносія, залежить від розташування труб, кута набігання потоку теплоносія (кута атаки), наявності оребрення труб та перегородок, числа рядів труб та інших факторів. Як правило, коефіцієнт тепловіддачі стабілізується в пучку, починаючи із третього ряду розташування труб, коефіцієнт тепловіддачі для першого ряду труб становить 60%, а для другого 70–90% від величини коефіцієнта тепловіддачі в третьому й наступному рядах.

При шаховому розміщенні труб у пучку коефіцієнт тепловіддачі вищий, ніж при коридорному, що обумовлено кращим перемішуванням теплоносія в міжтрубному просторі.

При обтіканні пучка труб у діапазоні чисел  $Re_f = (10^3 - 10^5)$  рекомендовано [19, 33, 36] використовувати такі критеріальні рівняння:

при коридорному розташуванні труб у пучку

$$Nu_f = 0,23 Re_f^{0,65} Pr_f^{0,33} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_\psi; \quad (3.29)$$

при шаховому розташуванні труб у пучку

$$Nu_f = 0,41 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,33} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_\psi, \quad (3.30)$$

де  $\varepsilon_\psi$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута атаки потоку теплоносія; залежно від кута атаки ( $\psi$ ) він змінюється від 0,42 до 1,0:

$\psi$ у <sup>0</sup>	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\varepsilon_\psi$	0,42	0,52	0,67	0,78	0,88	0,91	0,98	1,00	1,00

При русі газів у міжтрубному просторі можна використати такі наближені критеріальні рівняння [19, 49]:

- при коридорному розташуванні труб у пучку

$$Nu_f = 0,22 \varepsilon_\psi Re_f^{0,65}; \quad (3.31)$$

- при шаховому розташуванні труб

$$Nu_f = 0,4\varepsilon_{\psi} Re_f^{0,6} . \quad (3.32)$$

За наявності поперечних перегородок у міжтрубному просторі трубних пучків швидкість руху теплоносія між перегородками визначають із умови, що площа перетину між перегородками дорівнює

$$f_{mn} = h_{mn} (D_{вн} - nd_n) ,$$

де  $h_{mn}$  – відстань між перегородками;  $D_{вн}$  – внутрішній діаметр кожуха;  $d_n$  – зовнішній діаметр труб;  $n$  – число труб за ходом теплоносія в поперечному перетині діаметра кожуха.

**Поперечне обтікання пучка оребрених труб.** У хімічній та газо-нафтопереробній промисловості широко використовують апарати повітряного охолодження (АПО), у яких потоком повітря обдувається пучок оребрених труб. Оребрення труб дозволяє значно збільшити площу теплообміну з боку теплоносія (повітря) з малим коефіцієнтом тепловіддачі, тим самим досягається збільшення питомого теплового потоку та зменшення розмірів теплообмінного апарата.

Інтенсивність теплообміну при обтіканні пучка оребрених труб залежить від типу оребрення (поздовжні ребра, поперечні ребра, спіральне намотування, дротове намотування та ін.), розташування труб у пучку (коридорний або шаховий пучок), числа рядів труб, режиму обтікання й інших факторів.

Критеріальне рівняння конвективного теплообміну для пучка оребрених труб у діапазоні чисел  $3000 < Re < 25000$  у загальному вигляді подане [49, с.563 ] залежністю

$$Nu = C(t/d)^{0,54} (t/h)^{0,14} Re^n Pr^{0,4} , \quad (3.34)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що враховує розташування труб у пучку: для коридорних пучків  $C = 0,116$ , для шахових пучків  $C = 0,25$ ;  $n$  – показник ступеня: для коридорних пучків  $n = 0,72$ , для шахових пучків  $n = 0,65$ ;  $d$  – зовнішній діаметр гладкої труби;  $t$  – крок розміщення ребер;  $h$  – висота ребра,  $h = (D-d)/2$ ;  $D$  – зовнішній діаметр ребер.

Обчислений за рівнянням (3.34) коефіцієнт тепловіддачі потім використовують для визначення зведеного коефіцієнта тепловіддачі з урахуванням коефіцієнта оребрення труб, при цьому

$$\alpha_{np} = \alpha\varphi , \quad (3.35)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт оребрення,  $\varphi = F_o/F$ ;  $F_o$ ,  $F$  – площа поверхні оребрених труб і зовнішньої поверхні гладких труб відповідно.

Для стандартних апаратів повітряного охолодження коефіцієнти оребрення беруть такими 7,8; 9; 14,6 та 22 [ , ].

У книзі [46, с.256] для розрахунків інтенсивності тепловіддачі при поперечному обтіканні труб з радіально високими ребрами рекомендовані такі залежності:

- при коридорному розміщенні труб

$$Nu = 0,3 Re^{0,625} (1/\varphi)^{0,375} Pr^{0,33}; \quad (3.36)$$

- при шахматному розміщенні труб

$$Nu = 0,19(d/h)^{0,14} (s/d)^{0,18} (s_1/s_2)^{0,2} Re^{0,65} Pr^{0,33}, \quad (3.37)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт оребрення труб,  $5 < \varphi < 12$ ;  $s, s_1, s_2$  – крок розміщення ребер та поперечний і повздовжній крок розміщення труб у шахматному та поперечному відповідно;  $d, h$  – діаметр неоребренных труб та висота ребер відповідно.

Рівняння (3.36) справедливе у діапазоні чисел  $5 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ , рівняння (3.37) справедливе в області чисел  $10^2 < Re < 2 \cdot 10^4$ .

Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конвективному теплообміні наведені в табл. 3.2.

ТАБЛИЦЯ 3.2 – Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конвективному теплообміні

Вид тепловіддачі	Коефіцієнт $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		Примітка
	для газів	для рідини	
Вільна конвекція	6 – 12	300 – 800	$\Delta t = 5 - 30^\circ\text{C}$
Вимушена конвекція:			
А) поздовжній рух:			У прямих трубах і каналах
- ламінарний режим;	20 - 60	400 - 600	Для повітря $w = 0,5 - 1$ м/с;
- турбулентний режим;	30 - 60	800 - 3000	для води $w = 0,02 - 0,05$ м/с
Б) поперечне обтікання:			Шаховий пучок
- ламінарний режим;	30 - 50	1200 - 2500	Для повітря $w = 5 - 15$ м/с;
- турбулентний режим	60 - 100	3000 - 6000	для води $w = 0,2 - 1,5$ м/с

**Приклад 3.2** В апараті повітряного охолодження (АПО) з оребреними біметалічними трубами у трубному просторі конденсується насичена водяна пара під тиском  $P=0,5$  ат. На внутрішню трубу із вуглецевої сталі діаметром  $25 \times 2$  мм насаджена алюмінієва труба з накатними ребрами, товщина стінки  $d_c=1,5$  мм, зовнішній діаметр труби  $D=48$  мм, крок розміщення ребер  $t = 3,5$  мм, коефіцієнт оребрення труб  $\varphi = 9$ , труби розміщені в шаховому порядку. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від гарячої оребреної труби до повітря, що подається вентилятором та обдуває трубки із середньою швидкістю  $w_n=10,0$  м/с, початкова температура повітря  $t_n=20^\circ\text{C}$ , кінцева температура повітря  $t_k=30^\circ\text{C}$ . Яка повинна бути поверхня труб, щоб сконденсувати  $G_{\text{вп}}=0,6$  кг/с водяної пари?

**Розв'язання.** 1 Визначимо температуру зовнішньої оребреної труби, яку можна взяти такою, що дорівнює температурі конденсації насиченої водяної пари  $t_{\text{ст}}=80,9^\circ\text{C}$ . Питома теплота конденсації водяної пари під тиском  $P=0,5$  ат дорівнює  $r_k=2307$  кДж/кг.

2 Визначимо теплофізичні властивості повітря при середній температурі.

Середня температура повітря  $t_{\text{ср}}=(t_n+t_k)/2=(20+30)/2=25^\circ\text{C}$ .

$$\text{Густина повітря } \rho = \rho_o \frac{T_o p}{T p_o} = 1,293 \frac{273}{(273+25)} = 1,184 \text{ кг/м}^3,$$

де  $\rho_o$  – густина повітря при нормальних умовах, кг/м<sup>3</sup> (див. табл. А.2).

Питома теплоємність повітря  $c_n=1010$  Дж/(кг·К).

Коефіцієнт теплопровідності повітря  $\lambda_n=0,022$  Вт/(м·К) (див. додатки рис. Б.2).

Коефіцієнт динамічної в'язкості повітря  $\mu_n=1,9 \cdot 10^{-5}$  Па·с (див. рис. Б.3).

3 Визначимо режим обтікання зовнішньої поверхні трубок повітрям

$$Re = \frac{w_n d_n \rho_n}{\mu_n} = \frac{10 \cdot 0,028 \cdot 1,184}{1,9 \cdot 10^{-5}} = 17448.$$

Режим обтікання трубок повітряним потоком турбулентний.

4 Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовується формула (3.34)

$$Nu = C(t/d)^{0,54} (t/h)^{0,14} Re^n Pr^{0,4}, \quad (3.34)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що враховує розташування труб у пучку, для шахових пучків  $C=0,25$ ;  $n$  – показник ступеня, для шахових пучків  $n = 0,65$ ;  $d$  – зовнішній діаметр гладкої труби;  $t$  – крок розміщення ребер;  $h$  – висота ребра,  $h=(D-d)/2$ ;  $D$  – діаметр ребер.

У нашому випадку після підставки величин формула має вигляд

$$Nu = 0,25(0,0035/0,028)^{0,54} (0,0035/0,01)^{0,14} 17448^{0,65} 0,72^{0,4} = 35,2.$$

5 Коефіцієнт тепловіддачі для гладкої труби дорівнює

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{d_m} = \frac{35,2 \cdot 0,022}{0,028} = 27,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для оребреної труби наведений коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$\alpha_n = \varphi \alpha = 9 \cdot 27,6 = 248,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6 Визначимо теплове навантаження теплообмінного апарата

$$Q_m = G_{zn} \cdot r_k = 0,6 \cdot 2,307 \cdot 10^6 = 1,384 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

7 Визначимо поверхню труб теплообмінника

$$F_m = Q_m / \alpha_n (t_{cm} - t_{cn}) = 1,384 \cdot 10^6 / 248,4(80,5 - 25) = 100,4 \text{ м}^2.$$

**Відповідь:** наведений коефіцієнт тепловіддачі оребреної труби  $\alpha_n = 248,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , теплове навантаження теплообмінника дорівнює  $Q_T = 1,384 \cdot 10^6 \text{ Вт}$ , поверхня труб теплообмінника  $F_T = 100,4 \text{ м}^2$ .

### Запитання для самоконтролю

- 1 У чому полягає фізична суть процесу конвективного теплообміну?
- 2 Які існують способи конвективного теплообміну, у чому полягає відмінність між ними?
- 3 Як формулюється основний закон тепловіддачі, який фізичний зміст величин, що входять до нього?
- 4 Що показує коефіцієнт тепловіддачі, яка його розмірність та від яких факторів процесу він залежить?
- 5 Що називають термічним опором тепловіддачі, від яких факторів він залежить?
- 6 Що є рушійною силою процесу тепловіддачі?
- 7 Як записується диференціальне рівняння конвективного теплообміну, який фізичний зміст складових, що входять до нього?
- 8 Запишіть формули для основних критеріїв теплової подібності. Який фізичний зміст мають критерії Нуссельта, Пекле та Прандтля?
- 9 Який загальний вигляд має критеріальне рівняння для процесів конвективного теплообміну, від яких параметрів процесу та як воно виводиться?
- 10 Який вигляд має критеріальне рівняння для режимів вільної конвекції, як визначають режим вільної конвекції?
- 11 Який вигляд має критеріальне рівняння для режимів вимушеної конвекції, як визначають режим вимушеної конвекції?
- 12 Як впливають на коефіцієнт тепловіддачі режим вимушеної конвекції та характер взаємодії потоку з поверхнею труб при поздовжньому і поперечному їх обтіканні?
- 13 Яким чином враховують напрямок процесу теплообміну (від теплоносія до стінки або від стінки до теплоносія)?
- 14 Запишіть алгоритм розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для режимів вимушеної конвекції теплоносіїв.
- 15 Назвіть порядок величин коефіцієнтів тепловіддачі для різних випадків конвективного теплообміну.

#### 4.1 Особливості процесів зміни агрегатного стану теплоносіїв

Процеси перенесення тепла від теплоносіїв, що змінюють свій агрегатний стан, знайшли надзвичайно широке застосування в багатьох галузях промисловості: енергетичній (атомні й теплові електростанції), хімічній та нафтохімічній (випарювання, дистиляція, ректифікація, холодильні й газорозділюючі процеси), харчовій та багатьох інших. Особливістю таких процесів є те, що при їх використанні передаються значно більші питомі теплові потоки у невеликих об'ємах теплообмінної апаратури [14, 19, 26].

Не розглядаючи процеси зміни агрегатного стану у твердій фазі (плавлення і кристалізація), розглянемо теплообмін у системах пар (газ) – рідина при фазових переходах конденсація – випаровування.

*Конденсацією* (від латинського *condensatio* – згущення) називається процес переходу речовини з парової (газоподібної) фази в рідину при певних рівноважних параметрах – температурі й тиску.

Конденсацію пароподібної речовини можна викликати зниженням температури (при постійному тиску), підвищенням тиску (при постійній температурі) або зміною обох параметрів. Конденсація відбувається на холодних поверхнях або на краплях рідини, температура яких нижча від температури фазової рівноваги. При конденсації відбувається зменшення об'єму пари (газу) у кілька сотень разів, відповідно відбувається збільшення густини речовини. Якщо конденсація пари відбувається в замкнутому об'ємі, то в ньому створюється розрідження (вакуум). Конденсація супроводжується виділенням теплоти та відведенням її до холодної стінки або холодного теплоносія, у цьому випадку речовина, що конденсується, є *гарячим теплоносієм*.

Випаровування (пароутворення) – процес переходу речовини з рідкого стану в пароподібний (газоподібний), що супроводжується підведенням тепла до пароутворювального середовища із зовнішніх джерел і проходить при температурах, що вищі від рівноважних для даного тиску. При випарюванні відбувається збільшення питомого об'єму парової фази, що утворюється, у кілька сотень разів. Парова рідина вимагає підведення тепла й у цьому випадку є *холодним теплоносієм*.

Теплота, що виділяється одним кг парогазоподібної речовини (теплоносія) при її конденсації, називається *питомою (схованою) теплотою конденсації*, теплота, що необхідна для випаровування 1 кг теплоносія, називається *питомою (схованою) теплотою випарювання*.

Для тієї самої речовини при рівноважних значеннях температури й тиску питомі теплоти випарювання й конденсації однакові.

У хімічній технології використовується також процес *сублімації* – випаровування твердого тіла без утворення рідкої фази або конденсація пари при безпосередньому переході її в твердий стан [34].

## 4.2 Тепловіддача при конденсації пари

При контакті парогазоподібного теплоносія з холодною поверхнею може відбуватися плівкова, краплинна та змішана конденсація.

*Краплинна конденсація* пари відбувається на холодних поверхнях, що не змочуються плівкою конденсату або через фізичні властивості конденсованого середовища або при періодичному додаванні спеціальних гідрофобних речовин до пари, що конденсується. При краплинній конденсації водяної пари на вертикальних поверхнях питомий тепловий потік може досягати величин  $q=(40-600)\cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>, а коефіцієнт тепловіддачі відповідно величини  $\alpha_k=(30-50)\cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Хоча швидкість тепловіддачі при краплинній конденсації на порядок вища, ніж у процесах плівкової конденсації, практично цей процес використовується обмежено.

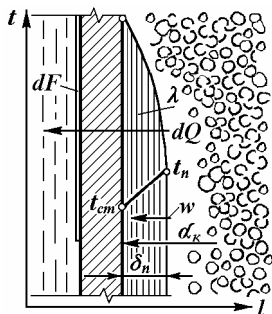
*Плівкова конденсація* є найпоширенішим процесом у теплообмінних апаратах, при цьому конденсат у вигляді тонкої плівки утворюється на поверхні теплообміну й рухається по ній з певною швидкістю. Товщина шару плівки, що утворилася, залежить від орієнтації поверхні (горизонтальна, вертикальна або похила), від форми поверхні (плоска, трубчаста або фігурна), від гідродинамічного режиму руху плівки та ін. Питома теплота конденсації, що виділяється в процесі, передається через плівку конденсату та роздільну тверду стінку холодному теплоносієві. Найбільший термічний опір тепловіддачі зосереджений у плівці конденсату, тому висока інтенсивність теплообміну досягається там, де відбувається швидке видалення плівки конденсату з поверхні теплообміну. Це досягається на вертикально орієнтованих поверхнях [34, 46].

Основними факторами, що впливають на швидкість процесу тепловіддачі при конденсації пари (газу), є:

- фізичні параметри процесу (тиск, температура, різниця температур між плівкою конденсату й поверхнею);
- фізико-хімічні (природа й хімічна будова, густина, в'язкість і поверхневий натяг конденсату), а також теплофізичні (теплоємність, теплопровідність, питома теплота конденсації) та індивідуальні властивості речовини;
- стан поверхні конденсації (гладка, шорсткувата) і її орієнтація в просторі (горизонтальна, вертикальна, похила).

Розглянемо процес тепловіддачі (див. рис. 4.1) від насиченої пари, що конденсується, до вертикальної поверхні стінки, що змочена

конденсатом, через елементарну площину  $dF$ , при цьому швидкість утворення плівки конденсату щодо нормалі до поверхні теплообміну дорівнює  $w$ .



**Рисунок 4.1 – Розрахункова схема процесу конденсації пари на вертикальній поверхні стінки**

Кількість тепла, передана від пари, що конденсується, до елементарної площини за одиницю часу дорівнює

$$dQ = m_k r = w \cdot dF \cdot \rho \cdot r, \quad (4.1)$$

де  $m_k$  – масова витрата пари, кг/с;  $r$  – питома теплота конденсації пари, Дж/кг;  $\rho$  – густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>.

Така сама кількість тепла передається через плівку конденсату до елементарної площадки шляхом теплопровідності, при цьому

$$dQ = -\lambda \frac{dt}{dx} dF, \quad (4.2)$$

де  $\lambda$  – теплопровідність плівки конденсату.

Одночасно запишемо рівняння тепловіддачі для процесу конвективного теплообміну від пари, що конденсується, до холодної стінки

$$dQ = \alpha_k (t_n - t_{cm}) dF, \quad (4.3)$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_n$ ,  $t_{cm}$  – температура плівки конденсату та холодної стінки відповідно.

Система рівнянь (4.1)–(4.3) описує процес конвективного теплообміну на межі між стінкою й паром, що конденсується.

Порівнюючи рівняння (4.1)–(4.2) і розв'язуючи їх спільно, одержали

$$\frac{dt}{dx} = \frac{w \rho r}{\lambda} = \frac{wr}{ca}, \quad (4.4)$$

де  $a$  – коефіцієнт температуропровідності плівки конденсату,  $a = \lambda / (c\rho)$ , м<sup>2</sup>/с;  $c$  – теплоємність конденсату, Дж/(кг·К).

Рівняння (4.4) описує залежність зміни температури щодо товщини плівки конденсату від масової витрати конденсату й питомої теплоти конденсації пари, що конденсується.

Перетворивши методами теорії подібності систему рівнянь (4.3)–(4.4) у критеріальне рівняння, одержали безрозмірні комплекси [19, 36]

$$Nu = \frac{wl}{a} \cdot \frac{r}{c\Delta t} = Pe \cdot K, \quad (4.5)$$

де  $Nu$  – критерій (число) Нуссельта, що характеризує інтенсивність тепловіддачі на межі між стінкою та паром, що конденсується,

$Nu = \alpha_k \delta_n / \lambda$ ;  $\delta_n$  – товщина плівки конденсату;  $\lambda$  – теплопровідність конденсату;  $Pe$  – критерій (число) Пекле, що характеризує режим конвективного теплообміну у ядрі потоку плівки конденсату,  $Pe = Re_n \cdot Pr$ ;  $Re_n$  – число Рейнольдса, що характеризує режим руху плівки конденсату;  $K$  – критерій (число) теплової подібності при зміні агрегатного стану теплоносія,  $K = r / (c \Delta t)$ .

Залежність (4.5) називають критеріальним рівнянням процесу тепловіддачі при зміні агрегатного стану теплоносія.

Число Рейнольдса для плівки конденсату визначають за формулою

$$Re_n = \frac{w \delta_n}{\nu} = \frac{w \delta_n \rho}{\mu} = \frac{G_k}{\mu}, \quad (4.6)$$

де  $G_k$  – масова витрата конденсату, що утворюється, кг/с;  $\delta_n$  – товщина плівки;  $\rho$ ,  $\mu$  – густина та в'язкість конденсату відповідно.

Рух плівки конденсату на поверхні горизонтальних труб відповідає ламінарному режиму при  $Re_n < 40$ , рух плівки конденсату на поверхні вертикальних труб відповідає ламінарному режиму при  $Re_n < 100$  та турбулентному режиму при  $Re_n > 400$  [25, с. 182].

Таким чином, інтенсивність тепловіддачі при фазових переходах, як правило, розраховують за допомогою критеріальних рівнянь, які трохи видозмінюються залежно від конкретних умов процесу.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари рекомендується [33, 36] використовувати критеріальну залежність

$$Nu = C (Ga \cdot Pr \cdot K)^n, \quad (4.7)$$

де  $C$ ,  $n$  – коефіцієнт і показник ступеня, що залежать від режиму стікання плівки, розташування та способу організації поверхні теплообміну;  $Ga$  – число (критерій) Галілея;  $Pr$  – число (критерій) Прандтля;  $K$  – критерій (число) фазового переходу, іноді в літературі його називають критерієм Кутателадзе [24; 25, с. 24].

При конденсації пари на зовнішній поверхні пучка горизонтальних труб та при ламінарному режимі стікання плівки конденсату використовують таке критеріальне рівняння [24, 33]:

$$Nu = 0,728 (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25}. \quad (4.8)$$

У загальному випадку за інших однакових умов коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на горизонтальних трубках практично завжди менший, ніж при конденсації пари на вертикальних трубках. Це є наслідком потовщення плівки конденсату на нижній поверхні пучка горизонтальних труб.

При конденсації пари на вертикальних поверхнях теплообміну критеріальне рівняння має вигляд [33, 49, 59]:

- для ламінарного режиму стікання плівки, коли  $(Ga Pr K) < 10^{15}$ :

$$Nu = 1,15 (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25}, \quad (4.9)$$

- для турбулентного режиму стікання плівки, коли  $(GaPrK) > 10^{15}$  :

$$Nu = 0,0646(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,33}. \quad (4.10)$$

У рівняннях (4.7)–(4.10) фізичні й теплофізичні властивості відносять до плівки конденсату при її середній температурі  $t = (t_{cm} + t_n)/2$ ; визначальним геометричним параметром є діаметр труб для горизонтальних апаратів і висота труб для вертикальних теплообмінників.

Критеріальні рівняння (4.7)–(4.10) можна розглядати відносно фізико-хімічних величин, що до них входять, та одержати функціональну залежність коефіцієнта тепловіддачі від факторів, що впливають на процес.

Розкриваючи рівняння (4.8) щодо коефіцієнта тепловіддачі на пучку горизонтальних труб з урахуванням витрати пари, отримали [33]

$$\alpha = 0,728 \left( \frac{\lambda^3 \rho^2 gr}{\mu \cdot \Delta t \cdot d_n} \right)^{0,25} = 2,02 \lambda \left( \frac{\rho^2 n L}{\mu \cdot G} \right)^{0,33}, \quad (4.11)$$

де  $d_n$ ,  $L$ ,  $n$  – зовнішній діаметр, довжина та число труб у пучку;  $G$  – масова витрата пари, кг/с;  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$  – густина, в'язкість і теплопровідність плівки конденсату відповідно при температурі конденсації.

Розкриваючи рівняння (4.9) для пучка вертикальних труб, отримана залежність для середнього коефіцієнта тепловіддачі [33]

$$\alpha = 1,15 \left( \frac{\lambda^3 \rho^2 gr}{\mu \cdot \Delta t \cdot H} \right)^{0,25} = 3,78 \lambda \left( \frac{\rho^2 dn}{\mu \cdot G} \right)^{0,33}, \quad (4.12)$$

де  $\lambda$  – теплопровідність;  $\rho$  – густина;  $\mu$  – в'язкість конденсату при середній температурі плівки,  $t_{nr} = 0,5(t_{конд} + t_{cm})$ ;  $r$  – питома теплота конденсації;  $\Delta t$  – різниця температур,  $\Delta t = (t_{конд} - t_{cm})$ ;  $H$  – висота труб.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації на вертикальних трубах приблизно в 1,2 разу вищий, ніж при конденсації на горизонтальних трубах при однакових умовах (питомому тепловому потоці, різниці температур і тиску пари).

Орієнтовні значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації чистої (без домішок газів) водяної пари на поверхні пучка вертикальних труб становлять 5000 – 15000 Вт/(м<sup>2</sup>·К), при конденсації пари органічних рідин  $\alpha = (800 - 3000)$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Конденсація пари усередині горизонтальних труб вивчена недостатньо, орієнтовні значення коефіцієнта тепловіддачі визначають, використовуючи рівняння виду (4.7), хоча показано [29, 49], що усередині труб коефіцієнт тепловіддачі менший, ніж зовні труб, він залежить від витрати пари й зростає зі збільшенням теплового навантаження.

Наявність у парі домішок газів, що не конденсуються, різко знижує інтенсивність тепловіддачі внаслідок того, що інертні гази накопичуються на поверхні стінки, тим самим помітно зменшується питомий тепловий потік у процесі теплообміну.

**Задача 4.1** Визначити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації  $G_n = 0,1$  кг/с насиченої пари метанолу під атмосферним тиском, витрату води та швидкість її руху в трубах. Пара метанолу конденсується у міжтрубному просторі на вертикальних стінках труб діаметром 25x2 мм та висотою 1,5 м, число труб  $n_t = 37$ . У трубах рухається холодна вода, що нагрівається від температури  $t_n = 22^\circ\text{C}$  до температури  $t_k = 40^\circ\text{C}$ .

**Розв'язання.** 1 Визначимо теплофізичні параметри конденсату пари метанолу при атмосферному тиску та температурі конденсації. З табл. А.10 (див. додатки) знаходимо: температура конденсації пари метанолу  $t_{\text{км}} = 64,7^\circ\text{C}$ ; питома теплота конденсації пари  $r_m = 1100$  кДж/кг; густина конденсату  $\rho = 752$  кг/м<sup>3</sup> (див. табл. А.3); теплоємність конденсату  $c_m = 2785$  Дж/(кг·К) (див. табл. А.4); теплопровідність конденсату  $\lambda_m = 0,20$  Вт/(м·К) (див. рис. Б.1); в'язкість конденсату  $\mu_m = 0,34 \cdot 10^{-3}$  Па·с (див. табл. А.5).

2 Визначимо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на вертикальних трубах за формулою (4.12), при цьому

$$\alpha = 3,78\lambda \left( \frac{\rho^2 dn}{\mu \cdot G} \right)^{0,33} = 3,78 \cdot 0,2 \left( \frac{752^2 \cdot 0,025 \cdot 37}{0,34 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1} \right)^{0,33} = 1920 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3 Визначимо величину теплового потоку

$$Q_n = G_m r_m = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 10^6 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Вт}.$$

4 Визначимо витрату холодної води

$$W = Q_n / c_w (t_k - t_n) = 1,1 \cdot 10^5 / 4190(40 - 22) = 1,46 \text{ кг}/\text{с},$$

де  $c_w$  – теплоємність води, Дж/(кг·К).

5 Визначимо швидкість руху води в трубах

$$w = W / 0,785 d^2 \rho_w n_t = 1,46 / 0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 995 \cdot 37 = 0,1145 \text{ м}/\text{с},$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труб;  $\rho_w$  – густина води при середній температурі, кг/м<sup>3</sup>.

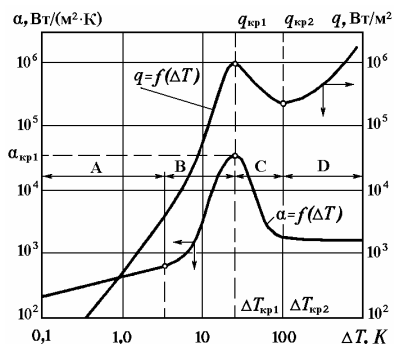
**Відповідь:** коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари  $\alpha = 1920$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); витрата холодної води  $W = 1,46$  кг/с; швидкість води в трубах  $w = 0,1145$  м/с.

### 4.3 Тепловіддача при кипінні та випаровуванні рідин

Під кипінням рідини розуміють її випаровування, що супроводжується інтенсивним утворенням пухирців пари на поверхні дзеркала рідини та в об'ємі під впливом тепла, що підводиться через стінку. Кипіння рідини відбувається при такій температурі та в тому разі, коли парціальний тиск пари рідини, що випаровується, дорівнює або перевищує загальний тиск в паровому просторі. Отже, кипіння рідини виникає на межі розділення холодного теплоносія з нагрітою стінкою, а температура стінки повинна бути вищою від рівноважного значення температури при даному тиску для конкретної речовини. Рушійною силою процесу тепловіддачі при кипінні є різниця температур між гарячою стінкою й температурою кипіння середовища. Під впливом рушійної сили на гарячій поверхні стінки відбувається утворення парових пухирців, що відриваються від стінки, піднімаються угору й розширюються в об'ємі за рахунок зменшення гідростатичного тиску.

Інтенсивність кипіння залежить від величини рушійної сили та питомого навантаження теплового потоку, при цьому розрізняють пухирчасте та плівкове кипіння. Дослідженнями встановлено, що найбільша інтенсивність теплообміну на межі між середовищем і стінкою досягається при певній критичній різниці температур  $\Delta t_{\text{кр}}$  і певному критичному навантаженні теплового потоку  $q_{\text{кр}}$  (див. рис. 4.2).

При щільності теплового потоку  $6000 \text{ Вт/м}^2 < q < q_{кр1}$  і різниці температур  $\Delta t < 5 < \Delta T_{кр1}$  кипіння рідини відбувається в пухирчастому режимі; при значеннях  $q > q_{кр1}$  та  $\Delta t > \Delta T_{кр1}$  має місце плівковий режим кипіння. Плівковий режим кипіння характеризується тим, що частота відриву пухирців досягає максимальної величини при деякому критичному навантаженні  $q_{кр2}$ , пухирці зливаються в суцільну парову плівку на поверхні гарячої стінки та відбувається відрив шару рідини від неї.



**Рисунок 4.2** – Залежність щільності теплового потоку ( $q$ ) і коефіцієнта тепловіддачі ( $\alpha$ ) при кипінні води від різниці температур та режимів кипіння:

A – природна конвекція; B – пухирчасте кипіння; C – перехідна область; D – плівкове кипіння

Стінка покривається ізолюючим шаром тонкої парової плівки з низькою теплопровідністю, що призводить до перегріву стінки й можливого її пригорання. При значеннях різниці температур і щільності теплового потоку більше критичних величин ( $\Delta T_{кр1}$  та  $q_{кр1}$ ) коефіцієнт тепловіддачі різко зменшується, а потім зберігає майже постійне значення. Явище зменшення коефіцієнта тепловіддачі при переході від пухирчастого режиму кипіння до плівкового режиму одержало назву *кризи теплообміну*. Критична різниця температур і критична щільність теплового потоку залежать від природи киплячої рідини, тиску, матеріалу і стану поверхні стінки. На шорсткуватих і пористих стінках пухирчасте кипіння настає при меншому перепаді температур і коефіцієнт тепловіддачі вищий, ніж на гладких стінках. Оребрення поверхні теплообміну дозволяє інтенсифікувати процес.

Інтенсивність теплообміну при кипінні рідин може досягати досить високих величин, вимірюваних щільністю питомого теплового потоку, близькою до  $q = 10^6 \text{ Вт/м}^2$ , та величиною коефіцієнта тепловіддачі на рівні  $\alpha = 5 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  [20, с. 321; 49].

У промислових теплообмінних апаратах, щоб уникнути переходу до нестабільного плівкового режиму кипіння та перегрівання стінок, прагнуть працювати при теплових навантаженнях, що не перевищують  $q = 10^5 \text{ Вт/м}^2$  та менші від критичних.

У багатьох випадках для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі при розвиненому пухирчастому кипінні чистих рідин і розчинів у вертикальних трубах в умовах природної циркуляції рекомендують використовувати критеріальне рівняння такого вигляду [30, 53, 59]:

$$Nu = 54K_0^{0,6} \cdot Pr^{-0,3}, \quad (4.13)$$

де  $Nu$  – модифікований критерій Нуссельта,  $Nu = \alpha(\sigma/\rho_{ж})^{0,5}/\lambda$ ;  $K$  – критерій кипіння, що враховує діаметр і частоту відриву пухирців пари при кипінні,  $K_0 = q/rd_0\mu\rho_n$ ;  $Pr$  – критерій (число) Прандтля для рідини.

Безрозмірні критеріальні рівняння дозволяють одержати розмірне значення коефіцієнта тепловіддачі.

Так, підстановкою критеріїв подібності через розмірні величини та розв'язуванням рівняння (4.13) щодо коефіцієнта тепловіддачі, з урахуванням величини питомого теплового потоку, отримана та запропонована для розрахунків залежність такого вигляду [19; 49, с.576]:

$$\alpha = \frac{780\lambda_{ж}^{1,3} \rho_{ж}^{0,5} \rho_n^{0,06} q^{0,6}}{c_{ж}^{0,3} r^{0,6} \sigma^{0,5} \mu_{ж}^{0,3} \rho_o^{0,66}}, \quad (4.14)$$

де всі теплофізичні параметри киплячої рідини належать до температури її кипіння;  $\rho_{ж}$  – густина рідини;  $\rho_o, \rho_n$  – густина пари при атмосферному тиску та при тиску в апараті відповідно.

У зв'язку зі складністю знаходження деяких визначальних величин частіше використовують функціональну залежність коефіцієнта тепловіддачі від величини питомого теплового потоку, тиску в апараті та властивостей киплячої рідини.

Величину критичного теплового потоку щодо пучка горизонтальних труб залежно від тиску, температури кипіння та властивостей киплячої рідини розраховують за формулою [29, 33]

$$q_{кр} = kr \rho_n^{0,5} [\sigma g(\rho_{ж} - \rho_n)]^{0,25}, \quad (4.15)$$

де  $k$  – емпірична константа,  $k=(0,13-0,16)$ ;  $r$  – питома теплота випарювання рідини;  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини при температурі кипіння;  $\rho_{ж}, \rho_n$  – густина рідини й пари при температурі кипіння.

Численні дослідні дані, отримані при вивченні швидкості тепловіддачі в режимі розвиненого пухирчастого кипіння на горизонтальних і вертикальних трубах в умовах природної конвекції, показали, що питомий тепловий потік можна розрахувати за рівнянням [26, 29]

$$q = C \cdot \Delta t^n, \quad (4.16)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що враховує властивості киплячої рідини;  $n$  – показник, величина якого залежить від властивостей рідини й орієнтації поверхні;  $\Delta t$  – різниця температури між стінкою й киплячою рідиною, змінювана в межах  $(\Delta t_{min} - \Delta t_{max})$ .

Значення коефіцієнта  $C$  та показників ступеня для деяких рідин подані в табл. 7.2 [29, с. 227].

Коефіцієнт тепловіддачі розраховують за залежністю

$$\alpha = Cq^b p^m, \quad (4.17)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що залежить від природи рідини;  $b$  – показник, величина якого змінюється в межах 0,6–0,8, у середньому беруть такою:  $b=0,7$ ;  $m$  – показник, що враховує вплив тиску в апараті (в атмосферах або приведену), іноді беруть  $m=0,4$ ;  $q$  – питомий тепловий потік (звичайно рекомендується брати на рівні  $q=0,4q_{кр}$ ) [33, с. 166].

#### 4.4 Алгоритм розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при зміні агрегатного стану теплоносіїв

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі для процесів, що проходять зі зміною агрегатного стану теплоносія, виконується за звичайною методикою, викладеною в розділі 3, алгоритм розрахунку включає такі етапи.

1 Формулювання умов теплообміну: вид процесу (конденсація або кипіння теплоносія), характер теплообміну (плівкова або краплинна конденсація, кипіння пухирчасте або у великому об'ємі), орієнтація поверхні теплообміну, фізичні умови процесу, фізико-хімічні та теплофізичні властивості теплоносія при середній температурі плівки конденсату, а також інші параметри, що впливають на процес.

2 Розрахунок визначальних критеріїв подібності (Грасгофа, Прандтля, Галілея та інших), визначення режиму процесу та вибір критеріального рівняння, що найбільшою мірою відповідає процесу.

3 Розв'язання критеріального рівняння щодо критерію Нуссельта та визначення величини коефіцієнта тепловіддачі, при цьому

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_2},$$

де  $l_2$  – визначальний лінійний розмір;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності рідини.

Коефіцієнт тепловіддачі також може бути розрахований безпосередньо на основі формул (4.11), (4.12) і (4.14) з урахуванням виду процесу та теплофізичних властивостей теплоносія.

4 Уточнення величин, що визначають швидкість процесу (рушійної сили процесу, питомого теплового навантаження, чистоти поверхні стінки та ін.) та умови теплообміну (діаметра й числа труб, їх орієнтації й ін.), внесення необхідних виправлень у розрахунки для одержання остаточного результату.

#### 4.5 Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при зміні агрегатного стану теплоносіїв

Як відомо, коефіцієнт тепловіддачі змінюється в значних межах залежно від агрегатного стану, фізико-хімічних властивостей теплоносія та режиму руху потоку. У зв'язку із цим при розрахунках теплообмінного обладнання надзвичайно важливо вміти правильно вибрати вид використовуваного теплоносія та простір, у який його варто спрямувати з метою підвищення значень коефіцієнтів тепловіддачі, а також використати для цих цілей методи інтенсифікації теплообміну.

Щоб можна було оцінити швидкість конвективного теплообміну, в табл. 4.1 наведені орієнтовні значення коефіцієнтів тепло-віддачі в теплообмінниках промислових установок при конденсації та випаровуванні теплоносіїв.

ТАБЛИЦЯ 4.1 - Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації та кипінні

Вид тепловіддачі, теплоносіїв	Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Вид тепловіддачі, теплоносіїв	Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Конденсація насиченої пари на трубах		Кипіння рідин у великому об'ємі	
Водяна пара	5000 - 15000	Вода	600 - 10000
Аміак	2500 - 5000	Аміак	2000 - 5000
Бензол	1200 - 2000	Метанол	850 - 4300
Метанол	2500 - 3500	n – бутанол	1100 - 1500
Етанол	1800 - 2500	Етанол	700 - 3500
Органічні рідини	800 - 3000	Толуол	500 - 2500

Порівнюючи експериментальні та розрахункові дані щодо швидкості конвективного теплообміну при вимушеному русі теплоносіїв, а також щодо інтенсивності теплообміну при кипінні та конденсації теплоносіїв, помічено, що в останньому випадку коефіцієнти тепловіддачі майже на порядок вищі. Це дозволяє помітно зменшити розміри теплообмінного обладнання при однакових теплових навантаженнях.

### **Запитання та вправи для самоконтролю**

- 1 У чому полягає фізична суть процесів конвективного теплообміну при зміні фазового стану теплоносія?
- 2 Назвіть основні показники процесів фазового переходу речовини.
- 3 Які види конденсації мають місце при фазових переходах?
- 4 У чому полягають переваги конденсації пари (газу) на вертикальних поверхнях теплообміну?
- 5 Запишіть рівняння для визначення кількості тепла, що виділяється при конденсації теплоносія.
- 6 Які види кипіння мають місце при фазових переходах?
- 7 Як змінюється величина питомого теплового потоку та коефіцієнта тепловіддачі від різниці температур при кипінні теплоносія?
- 8 Які фактори процесу впливають на швидкість тепловіддачі при конденсації та випаровуванні теплоносіїв?
- 9 Які критерії подібності впливають на інтенсивність теплообміну при конденсації та випаровуванні теплоносіїв?
- 10 Складіть алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації (або випаровуванні) теплоносія.
- 11 Назвіть орієнтовні значення питомих теплових навантажень при конденсації та випаровуванні теплоносіїв.
- 12 Назвіть орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації та випаровуванні теплоносіїв.

### 5.1 Особливості конвективного теплообміну у двофазних потоках

Багато теплообмінних процесів хімічної та нафтохімічної технології, а також процеси теплообміну в ядерних і теплоенергетичних установках проходять у дво- і багатофазних потоках.

Особливістю процесів теплообміну у двофазних потоках є те, що теплообмін може відбуватися як у результаті безпосереднього контакту між взаємодіючими фазами (наприклад, у системі газ – тверді частинки, газ – краплі рідини, тверді частинки – рідина й ін.), так й у результаті взаємодії двофазних потоків з поверхнею теплообміну. Поверхня контакту фаз у двофазних потоках може бути як фіксованою (наприклад, у насадкових апаратах), так й утворюватися у процесі руху фаз (наприклад, при охолодженні газу в пінних скруберах або в скруберах, що розпилюють рідину). Крім того, у двофазних потоках середовище може бути однорідним з рівномірно розподіленою в ньому дисперсною фазою певної об'ємної концентрації в дисперсійному середовищі або може бути неоднорідною із включеннями частинок широкого полідисперсного складу. Також відзначимо, що процеси теплообміну в дисперсних потоках газ – рідина або рідина – тверде тіло часто супроводжуються масообміном.

В основному у двофазних потоках відбувається конвективний теплообмін як між взаємодіючими фазами, так і між потоком і теплообмінною поверхнею апарата. Наявність у двофазному потоці твердої дисперсної фази певною мірою підвищує значення коефіцієнта тепловіддачі в результаті зниження термічного опору на межі розділення фаз, наявність у двофазному потоці рідкої дисперсної фази зменшує значення коефіцієнта тепловіддачі внаслідок підвищення термічного опору.

Проблема розрахунків теплообмінних процесів у двофазних потоках є надзвичайно актуальною та досить складною [12, 21, 46], тому нижче представлені рекомендації, використовувані в практичних розрахунках теплообмінного устаткування.

### 5.2 Деякі характеристики двофазних потоків

У двофазному потоці звичайно розрізняють дисперсійне середовище – зовнішню однорідну суцільну фазу, у якій рівномірно розподілені частинки або краплі іншої дисперсної – внутрішньої фази.

Залежно від агрегатного стану та відносного вмісту фаз у потоці розрізняють такі двофазні системи: газ – зважені тверді частинки; газ – зважені краплі рідини; рідина зі зваженими твердими частинками; рідина із включеннями крапель іншої нерозчинної рідини, а також інші

неоднорідні дво- і багатофазні системи. Прикладом використання системи газ – рідина є теплообмінні установки для охолодження й конденсації природних і попутних газів нафтовидобутку. Прикладом складної тепломасообмінної взаємодії в системі газ – тверді частинки є псевдозріджені та пневмотранспортні системи, використовувані для проведення процесів теплообміну, випалювання та сушіння зернистих матеріалів. Прикладом взаємодій у системі рідина – тверді частинки є процеси випарювання та кристалізації в апаратах із циркулюючою або класифікованою суспензією [6, 57].

Найважливішими характеристиками двофазних потоків є індивідуальні фізико-хімічні властивості фаз (агрегатний стан, густина, в'язкість, теплоємність, теплопровідність та інші властивості кожної з фаз), середня об'ємна або масова концентрація дисперсної фази в потоці, а також ступінь дисперсності внутрішньої фази.

Надалі будемо вважати, що дисперсна фаза рівномірно розподілена в суцільному дисперсійному середовищі, краплі рідини, газові пухирці та частинки дисперсної фази не розчиняються й не змінюють своїх розмірів.

Середня відносна об'ємна концентрація дисперсної фази у двофазному потоці дорівнює

$$m_v = \frac{V_{\text{оф}}}{V_{\text{ср}}} = \frac{G_{\text{оф}} \rho_{\text{ср}}}{G_{\text{ср}} \rho_{\text{оф}}} = m \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_{\text{оф}}}, \quad (5.1)$$

де  $m_v$ ,  $m$  – відносна об'ємна та масова концентрація дисперсної фази в дисперсійному середовищі відповідно;  $V_{\text{оф}}$ ,  $V_{\text{ср}}$  – об'ємна витрата дисперсної фази та дисперсійного середовища відповідно, м<sup>3</sup>/с;  $G_{\text{оф}}$ ,  $G_{\text{ср}}$  – масова витрата дисперсної фази й дисперсійного середовища відповідно, кг/с;  $\rho_{\text{оф}}$ ,  $\rho_{\text{ср}}$  – істинна густина дисперсної фази та дисперсійного середовища відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

У практичних розрахунках зручніше використовувати значення об'ємної частки дисперсної фази в 1 м<sup>3</sup> двофазного потоку, при цьому

$$\gamma_{\text{оф}} = \frac{V_{\text{оф}}}{V_{\text{оф}} + V_{\text{ср}}}. \quad (5.2)$$

Об'ємна частка дисперсійного (зовнішнього) середовища відповідно визначається залежністю

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{ср}}}{V_{\text{оф}} + V_{\text{ср}}} = 1 - \gamma_{\text{оф}}. \quad (5.3)$$

Середня (уявна) густина однорідного двофазного потоку в таких умовах визначається за формулою [6, 42]

$$\rho_n = \rho_{\text{ср}} \varepsilon + \rho_{\text{оф}} (1 - \varepsilon). \quad (5.4)$$

Для двофазних потоків газ – тверде та рідина – тверде величину  $\varepsilon$  називають порізністю потоку, ця величина служить зручною

характеристикою для оцінки транспортувальних властивостей потоку й характеристик взаємодії несучого середовища з дисперсною фазою.

Так, при порізностях шару  $\varepsilon=0,36-0,44$  дисперсна (тверда) фаза являє собою практично нерухомий зернистий шар, у якому дисперсійне середовище рухається з малою швидкістю в каналах зернистого шару в режимі фільтрування, відповідно такий рух середовища з гідродинамічних позицій розглядають як внутрішній рух газу (рідини) у каналах складної форми в стислих умовах (внутрішня задача гідродинаміки).

У монодисперсному шарі сферичних частинок еквівалентний діаметр каналів, у яких рухається дисперсійне середовище, визначають за формулою [6]

$$d_{\text{ок}} = 0,66d_c\varepsilon/(1-\varepsilon), \quad (5.5)$$

де  $d_c$  – діаметр частинок дисперсної фази;  $\varepsilon$  – порізність зернистого шару.

При збільшенні швидкості руху дисперсійного середовища відповідно збільшується порізність шару, змінюється характер руху середовища в каналах зернистого шару, зменшується об'ємна частка дисперсної фази в одиниці об'єму шару. Так, при порізностях зернистого шару  $\varepsilon \approx 0,75$  еквівалентний діаметр каналів для руху середовища майже в 2 рази перевищує діаметр частинок, при цьому потік дисперсійного середовища з гідродинамічних позицій практично взаємодіє з кожною частинкою в умовах зовнішнього обтікання. Таким чином, рух дисперсійного середовища в зернистому шарі при порізностях  $\varepsilon=0,5-0,75$  варто розглядати як рух потоку в ущільненому шарі з фіксованою або змінною поверхнею взаємодії фаз. Рух потоку середовища в зернистому шарі при порізностях  $\varepsilon=0,75-0,90$  відповідає режиму утворення розширеного зваженого шару, у якому дисперсна фаза перебуває у вигляді суспензії твердих частинок, що взаємодіють з потоком в умовах зовнішнього обтікання поверхні частинок (зовнішня задача гідродинаміки). При порізностях зваженого шару  $\varepsilon > 0,9$  рух потоку проходить в режимі пневмо- або гідротранспорту дисперсної фази [7, 37, 38, 40, 56].

Залежно від вмісту дисперсної фази в потоці розрізняють низько-, середньо- і висококонцентровані неоднорідні системи.

Як правило, системи газ – тверді частинки називають низькоконцентрованими (проточними), якщо об'ємна концентрація дисперсної фази стано-вить менше 4% об'єм.; середньоконцентрованими є системи, у яких  $0,04 < \gamma_{\text{оф}} < 0,15$ ; висококонцентрованими проточними системами є такі, у яких об'ємна концентрація дисперсної фази становить більше 15 % об'ємних.

Для систем рідина – тверді частинки (гідротранспортні системи) масова концентрація твердої фази та транспортувальна здатність потоку в декілька разів більша, ніж для пневмотранспортних систем.

При висхідному русі потоку внаслідок різниці густини фаз виникає відносна швидкість переміщення часток дисперсної фази, при цьому можливі такі випадки. Якщо густина дисперсної фази менша густини

дисперсійного середовища, то у висхідному потоці виникає односпрямований рух обох фаз, при цьому дисперсна фаза рухається трохи швидше дисперсійного середовища – на відносний рух частинок впливають виштовхувальна та інерційна сили потоку. Якщо густина дисперсної фази більша густини дисперсійного середовища, то у висхідному потоці також відбувається односпрямований рух обох фаз вгору, але швидкість руху дисперсної фази є меншою щодо швидкості руху дисперсійного середовища.

При низхідному русі двофазного потоку, якщо густина дисперсійного середовища більша густини дисперсної фази, відбувається уповільнений рух останньої стосовно швидкості потоку. Якщо густина дисперсійного середовища менша густини дисперсної фази, то відбувається прискорений рух частинок стосовно середньої швидкості потоку.

При русі потоку в горизонтальних трубах можливими режимами руху є однорідний, розшарований, хвильовий та дисперсно-кільцевий.

### 5.3 Теплообмін у насадкових апаратах і скруберах

Цей вид теплообміну широко використовується в хімічній, металургійній та енергетичній галузях промисловості при охолодженні гарячих газів рідиною, переважно водою. В основному гарячий газ надходить у скруббер знизу й рухається угору протитечею до рідини, що стікає по насадці. Теплообмін відбувається на фіксованій поверхні насадкових тіл, по яких рідина звичайно стікає у вигляді тонкої плівки. Хоча в такому процесі відбувається часткове випаровування води (у кількості 3-5% від її масової витрати), як правило, в розрахунках процес масопереносу не враховують.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від нагрітого ненасиченого газу до води, що стікає по насадках у скруберах при щільностях зрошення  $L = 1-3$  кг/(м<sup>2</sup>·с), рекомендується використовувати [33, 49] таке критеріальне рівняння

$$Ki = 0,01 Re_2^{0,7} Re_{жс}^{0,7} Pr_2^{0,33}, \quad (5.6)$$

де  $Ki$  – критерій Кирпичева,  $Ki = k_m d_3 / \lambda_2$ ;  $Re_2$  – критерій Рейнольдса для газу,  $Re_2 = 4w_2 \rho_2 / (\sigma \mu_2)$ ;  $Re_{жс}$  – критерій Рейнольдса для рідини,  $Re_{жс} = 4L / (\sigma \mu_2)$ ;  $Pr_2$  – критерій Прандтля для газу,  $Pr_2 = c_p \mu_2 / \lambda_2$ ;  $k_m$  – коефіцієнт тепловіддачі від газу до рідини, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $d_3$  – еквівалентний діаметр насадки,  $d_3 = 4\varepsilon / \sigma_3$ ;  $\varepsilon$  – вільний об'єм насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  – питома поверхня насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $w_2$  – швидкість газу, що віднесена до вільного перетину апарата, м/с;  $L$  – щільність зрошення апарата рідиною, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $c_p$  – теплоємність газу при постійному тиску;  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності газу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\rho_2$  – густина газу;  $\mu_2, \mu_{жс}$  – динамічний коефіцієнт в'язкості газу та рідини відповідно, Па·с.

При охолодженні повітрям води, що стікає у вигляді плівки по внутрішній поверхні труб, використовують залежність [29, 33]

$$Nu_2 = 0,019 Re_2^{0,83}, \quad (5.7)$$

де  $Nu_2$  – критерій (число) Нуссельта,  $Nu_2 = \alpha_2 d_3 / \lambda_2$ ;  $Re_2$  – критерій Рейнольдса для газу.

Розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепло- і масообміну в насадкових контактних теплообмінниках типу «газ - рідина» представлені в книгах [21, с.106; 33, 46].

#### 5.4 Теплообмін у дисперсних потоках рідина – газ

Дослідні дані щодо конвективного теплообміну в рідинно– газовому потоці, коли пухирці гарячого газу барботують у шарі рідини, що нагрівається, звичайно узагальнюють критеріальною залежністю такого вигляду [21; 57, с.138] :

$$Nu = f(Re, Gr, Pr), \quad (5.8)$$

де  $Gr$  – критерій Грасгофа,  $Gr=l^3g\beta\Delta t/\nu^2$ ;  $l$  – характерний лінійний розмір – висота шару барботажу;  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення газу;  $\Delta t$  – різниця температур між газом та рідиною;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості газу.

У зв'язку із труднощами визначення режимів барботажу газу та руху рідини дослідні дані роботи промислових випарних апаратів заглибного горіння для теплообміну між газом і розчином у діапазоні чисел Рейнольдса  $50 < Re_r < 5000$  узагальнені рівнянням, що зв'язує об'ємну теплову напругу апарата з режимом руху газового потоку й параметричним симплексом подібності апарата, при цьому отримана залежність [57, с. 147]

$$P_q = 0,01 Re_e^{1,25} (h/D)^{0,25}, \quad (5.9)$$

де  $P_q$  – критерій теплової напруги,  $P_q = qD^2 / \Delta t_{cp} \lambda$ ;  $q$  – об'ємна теплова напруга рідини в апараті, Вт/(м<sup>3</sup>·с);  $\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур між газом і рідиною;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К);  $Re_e$  – критерій Рейнольдса для газового потоку в апараті,  $Re_e = w_a D / \nu$ ;  $w_a$  – швидкість руху газу в апараті;  $D$  – діаметр апарата;  $\nu$  – кінематична в'язкість газу;  $h/D$  – параметричний симплекс подібності;  $h$  – глибина барботажу – занурення пальника.

У книзі [21, с.109] для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в барботаєжних апаратах запропоноване рівняння

$$P_q = 0,35 Re_e^{0,8} / (h/D), \quad (5.10)$$

що рекомендується в широкому діапазоні чисел  $800 < Re_r < 10^5$ .

#### 5.5 Теплообмін у дисперсних потоках газ – тверді частинки

Як відзначалося вище, можливі такі варіанти взаємодії дисперсійного середовища з дисперсною фазою: а) потік газу рухається через нерухомий ущільнений зернистий шар у режимі фільтрування; б) ущільнений шар твердої дисперсної фази повільно рухається в потоці газу; в) потік газу рухається через розріджений – псевдозріджений або зважений зернистий шар; г) потік газу рухається разом із твердою дисперсною фазою в режимі пневмотранспорту [10, 42, 43].

**Теплообмін у нерухомому або рухомому зернистому шарі.** Рух потоку газу в щільному зернистому шарі розглядають як течію

середовища у каналах складної форми (внутрішня задача гідродинаміки), при цьому режим течії газу визначають із врахуванням порізности нерухомого або повільно рухомого зернистого шару, що продувається потоком газу.

Порізність зернистого шару залежить від розміру частинок, їх форми, фракційного складу зернистого шару. Для монодисперсних кулястих частинок порізність не залежить від діаметру частинок і визначається залежно від типу укладення, змінюючись в інтервалі  $0,26 < \varepsilon < 0,476$ . Для полідисперсного зернистого шару порізність зменшується внаслідок заповнення пор і каналів між великими частинками значно меншими частинками, крім того, при такому укладенні часток порізність у стінок трохи більша, ніж у центрі апарата [10, 42, 56].

Теплообмін між потоком середовища та твердими частинками відбувається в результаті перенесення тепла конвекцією з ядра потоку теплоносія та теплопровідністю через приграничний підшарок газу, що обтікає поверхню частинок. У щільному зернистому шарі, коли рух частинок відсутній або малий, конвективна складова теплового потоку низька, у зв'язку із чим загальний коефіцієнт тепловіддачі в ущільнених зернистих шарах, що продуваються газом, невеликий.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при русі газу в щільному нерухомому шарі або шарі, що продувається газом та повільно рухається, рекомендують такі критеріальні рівняння [21, 40, 56] :

$$\text{при } 20 < Re_{cl} < 200 \quad Nu_{cl} = 0,106 Re_{cl}, \quad (5.11)$$

$$\text{при } Re_{cl} > 200 \quad Nu_{cl} = 0,61 Re_{cl}^{0,67}, \quad (5.12)$$

де  $Re_{cl}$  – критерій (число) Рейнольдса для газу,  $Re_{cl} = wd_p \rho / \varepsilon \mu$ ;  $Nu_{cl}$  – критерій (число) Нуссельта,  $Nu_{cl} = ad_p / \lambda_g$ ;  $w$  – фіктивна (віднесена до перетину порожнього апарата) швидкість газу, м/с;  $d_p$  – середній діаметр частинок у шарі;  $\varepsilon$  – порізність шару;  $\mu$  – динамічна в'язкість газу;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від газу до частинок;  $\lambda_g$  – теплопровідність газу.

Формули (5.11) – (5.12) з похибкою  $\pm 30$  % застосовують при протитечійній, прямотечійній і перехресній продувці шару газом.

Максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі від газу до нерухомого зернистого шару зерен, що звичайно отримують в діапазоні чисел  $30 < Ar < 1,35 \cdot 10^5$ , узагальнені [36, 40, 56] критеріальним рівнянням

$$Nu_{max} = 0,86 Ar^{0,2}, \quad (5.13)$$

де  $Ar$  – критерій (число) Архімеда для частинок,  $Ar = d^3 g \rho_p / \mu^2$ .

#### **Теплообмін у псевдозрідженому (зваженому) шарі частинок.**

При висхідному русі потоку теплоносія через зернистий шар, що розташований на безпровальній решітці, у міру збільшення швидкості потоку зростає підймальна сила потоку середовища та гідравлічний опір шару. Нарешті, при певній швидкості потоку середовища - першій критичній швидкості - настає момент, коли підймальна сила потоку дорівнює силам тяжіння шару твердих частинок, тобто

$$\Delta p \cdot F = mg = V_{cl} \rho_n g = \rho_n (1-\varepsilon) g h_{cl} F, \quad (5.14)$$

де  $\rho_n, \rho_n$  – насипна та істинна густина шару твердих частинок відповідно;  $\varepsilon$  – порізність зернистого шару;  $F$  – площа поперечного перерізу апарата;  $V_{cl}$  – об'єм зернистого шару;  $h_{cl}$  – висота зернистого шару.

Рівняння (5.14) описує умову переведення зернистого шару в псевдозріджений стан під впливом висхідного потоку газу, що продуває зернистий шар. Особливістю псевдозрідженого шару є те, що опір його залишається практично незмінним в усьому діапазоні його існування, незважаючи на те, що в міру збільшення швидкості потоку газу збільшуються об'єм, висота та порізність зернистого шару.

У режимі розвиненого псевдозрідження порізність зернистого шару змінюється в інтервалі  $0,55 < \varepsilon < 0,75$ , при цьому висота псевдозрідженого шару збільшується в 1,3–2,4 разу у порівнянні з висотою нерухомого зернистого шару. При порізностях  $0,75 < \varepsilon < 0,9$  висота зернистого шару збільшується у 2,4–10 разів порівняно з висотою нерухомого шару і, отже, псевдозріджений шар здебільшого є зваженим з розмитою верхньою границею. Стійкий псевдозріджений шар функціонує до другої критичної швидкості – швидкості вільного осідання частинок, при якій із шару починають виноситися окремі частинки, звичайно режим винесення окремих частинок настає при порізностях шару  $\varepsilon > 0,85$ , при цьому із шару виносяться в першу чергу дрібні частинки та частинки несферичної форми. При порізностях  $0,95 < \varepsilon < 0,98$  тверді частинки переміщуються у зваженому стані у режимі пневмотранспорту разом з потоком газу.

Звичайно в псевдозріджених системах частинки інтенсивно переміщуються відносно одна одної, при цьому відносна швидкість переміщення зростає зі збільшенням порізності шару, і тому товщина пригранничного підшару зменшується та помітно підвищується коефіцієнт тепловіддачі в псевдозріджених шарах, особливо для дрібних частинок.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі між псевдозрідженим середовищем і поверхнею шару частинок звичайно використовують критеріальні рівняння вигляду [10, 19, 36, 40]

$$Nu = C Re^b Pr^c, \quad (5.15)$$

де  $C, b, c$  – коефіцієнт і показники, величина яких залежить від режиму обтікання окремих частинок;  $Re$  – критерій Рейнольдса для частинок;  $Pr$  – критерій Прандтля для псевдозрідженого газу.

Найбільш відомим, запропонованим у першій половині XX століття та використовуваним дотепер для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі щодо одиночних частинок і до частинок у зваженому шарі, є рівняння Фросслінга [21; 37, с. 459]

$$Nu_m = 2 + A Re^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (5.16)$$

справедливе в діапазоні чисел  $1 < Re < 70000$ , при цьому коефіцієнт за даними різних авторів змінюється в діапазоні  $0,55 < A < 0,72$ .

У більш пізніших дослідженнях рівняння (5.16) уточнювалося та видозмінювалося з урахуванням умов взаємодії частинок і середовища, хоча його структура збереглася у формі залежності (5.15). У модифікованих рівняннях стислі умови руху псевдозрідженого середовища в зернистому шарі стали враховувати через порізність шару та число Рейнольдса, розраховане для швидкості початку псевдозрідження частинок.

Як відомо, при переході нерухомого зернистого шару в псевдозріджений стан відбувається стрибкоподібне підвищення коефіцієнтів теплообміну, що пояснюється збільшенням поверхні контакту фаз у момент псевдозрідження [10]. Таким чином, вплив зміни швидкості потоку на інтенсивність теплообміну у псевдозрідженому середовищі прийнято враховувати відношенням  $(Re/\varepsilon)$ .

У книгах [10, 19, 21, 38, 39] інтенсивність теплообміну між частинками та газом у псевдозрідженому шарі рекомендовано розраховувати на основі таких критеріальних рівнянь:

$$\text{для } Re/\varepsilon < 200 \quad Nu_m = 1,6 \cdot 10^{-2} (Re/\varepsilon)^{0,33} Pr^{0,33}; \quad (5.17)$$

$$\text{для } Re/\varepsilon > 200 \quad Nu_m = 0,4 (Re/\varepsilon)^{0,66} Pr^{0,33}. \quad (5.18)$$

Рівняння (5.17) і (5.18) показують, що кут нахилу кривих, що корелюються цими рівняннями, змінюється при відношенні  $(Re/\varepsilon) \approx 200$ .

Як зазначається в роботах [10, 56], точність вище наведених кореляцій невисока, розходження між розрахунковими та експериментальними значеннями може досягати 100 – 200 %.

На основі аналізу та узагальнень експериментальних даних щодо теплообміну в усьому діапазоні існування псевдозрідженого шару, авторами роботи [56, с.131] запропонована усереднена кореляція

$$Nu = 0,01 (Re/\varepsilon) Pr^{0,33}, \quad (5.19)$$

що рекомендується для діапазону чисел  $0,5 < (Re/\varepsilon) < 10^4$  та  $3,6 < Ar < 10^8$ .

Використання формул (5.17) – (5.19) у практичних розрахунках викликає труднощі у зв'язку з тим, що число Рейнольдса та порізність зваженого шару є взаємозалежними параметрами, тому що зміна швидкості потоку теплоносія в зернистому шарі одночасно впливає як на число Рейнольдса, так і на порізність зваженого шару.

Більш обґрунтованим є використання в розрахункових залежностях критерію Архімеда, який однозначно визначає режим вільного осадження частинок, при цьому  $Re_o = CAr^n$  [19, 33, 42, 56].

При обтіканні частинок у стислих умовах однорідного псевдозрідження швидкість руху середовища в каналах зваженого зернистого шару визначається залежністю [10, 37, 42]

$$u = u_o \cdot \varepsilon^z, \quad (5.20)$$

де  $u_o$  – швидкість вільного осідання (винесення) частинок;  $u$  – швидкість середовища, віднесена до вільного перетину апарата;  $\varepsilon$  – порізність шару;  $z$  – показник, величина якого залежить від режиму обтікання частинок.

Для розрахунку режиму обтікання частинок у зваженому шарі досить обґрунтованою як з теоретичних позицій, так і за даними експериментальних досліджень є залежність [37]

$$\text{Re} = AAr^b \varepsilon^z, \quad (5.21)$$

де  $A$ ,  $b$  – коефіцієнт і показник, величина яких залежить від значень числа Архімеда;  $z$  – показник, величина якого змінюється у залежності від числа Архімеда від 4,8 до 2,4 [37, 56].

Так, у роботі [6] для псевдозріджених рідиною зернистих шарів величина показника описується залежністю  $z=(5,2\pm 0,1)/Ar^{0,06}$ , справедливою в діапазоні чисел Архімеда  $36 < Ar < 10^5$ .

У вітчизняній літературі для всього діапазону існування псевдозрідженого шару залежність числа Рейнольдса від числа Архімеда та порізності шару з похибкою  $\pm 30\%$  визначають на основі узагальненої формули, запропонованої Тодесом і співавторами [10, 40, 56]:

$$\text{Re} = Ar \cdot \varepsilon^{4,75} / \left[ 18 + 0,61(Ar \cdot \varepsilon^{4,75})^{0,5} \right]. \quad (5.22)$$

Рівняння (5.22) дозволяє визначити як швидкість початку псевдозрідження – першу критичну швидкість при порізності шару  $\varepsilon=0,4$ , так і швидкість винесення частинок – другу критичну швидкість при  $\varepsilon=1,0$ . У формулі визначальними є параметри теплоносія при середній температурі між температурами ядра потоку та поверхні частинок.

На основі формули (5.22) запропоновані рівняння для розрахунку оптимального значення числа Рейнольдса, обчисленого для умов початку псевдозрідження залежно від щільності укладання частинок.

Так, для *нерухомого* зернистого шару, що продувається газом, оптимальне значення числа Рейнольдса, яке відповідає швидкості початку псевдозрідження *при порізності*  $\varepsilon_o=0,4$ , запропоновано визначати за формулою [40, 56]

$$\text{Re}_{omn} = Ar / (1400 + 5,22 Ar^{0,5}), \quad (5.23)$$

що рекомендується для діапазону чисел Архімеда  $2 < Ar < 10^7$ .

Швидкість вільного осідання – винесення частинок із зваженого шару при його порізності  $\varepsilon_{про} \approx 1,0$  - розраховують на основі рівняння

$$\text{Re}_{omn} = Ar / (18 + 0,6 Ar^{0,5}). \quad (5.24)$$

Оптимальні значення швидкості потоку для псевдозрідженого середовища, при якій досягаються максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі, рекомендовано [40, с. 106] визначати за залежністю

$$\text{Re}_{omn} = Ar / (18 + 5,22 Ar^{0,5}). \quad (5.25)$$

Порізність псевдозрідженого шару, що відповідає певним значенням чисел Рейнольдса та Архімеда, визначають на основі наближеної інтерполяційної залежності – формули (5.22) [33, 56]

$$\varepsilon = \left[ (18 \text{Re} + 0,36 \text{Re}^2) / Ar \right]^{0,21}. \quad (5.26)$$

З урахуванням взаємозв'язку між числами Рейнольдса, Архімеда та порізності псевдозрідженого шару рівняння для розрахунку конвек-

тивного теплообміну у зваженому шарі останнім часом в літературі [37, 40] подають у вигляді функціональної або критеріальної залежності між числами Архімеда, Прандтля та порізності шару, при цьому

$$Nu = f(Ar, \varepsilon, Pr), \quad (5.27)$$

де  $Pr$  – число Прандтля для псевдозрідженого середовища.

За даними книги [40, с.99] максимальні значення коефіцієнтів конвективного теплообміну в киплячому шарі великих частинок діаметром 1–3 мм добре корелюються формулою

$$Nu = 0,26(Ar Pr)^{0,33}, \quad (5.28)$$

що рекомендована для діапазону чисел  $10^5 < Ar < 10^9$  та  $Re/\varepsilon > 200$ .

**Задача 5.1** Визначити коефіцієнт тепловіддачі при охолодженні гранульованого суперфосфату атмосферним повітрям у апараті з псевдозрідженням (киплячим) шаром. Гранульований суперфосфат з масовою витратою  $G_z = 3$  кг/с та середнім діаметром гранул  $d_n = 2,5$  мм охолоджується від початкової температури  $t_{нп} = 90^\circ\text{C}$  до кінцевої температури  $t_{кп} = 45^\circ\text{C}$ . Атмосферне повітря подається в апарат при початковій температурі  $t_{нп} = 20^\circ\text{C}$  та відводиться при температурі  $t_{кп} = 40^\circ\text{C}$ . Визначити також витрату повітря та площу поперечного перерізу охолоджувача гранульованого продукту.

**Розв'язання.** 1 Визначимо теплофізичні параметри повітря при середній температурі, що дорівнює  $t_{ср} = (20 + 40)/2 = 30^\circ\text{C}$ .

Теплоємність повітря  $c_n = 1010$  Дж/(кг·К); теплопровідність  $\lambda_n = 0,023$  Вт/(м·К); в'язкість  $\mu_n = 1,9 \cdot 10^{-5}$  Па·с; густина повітря  $\rho_n = 1,165$  кг/м<sup>3</sup>.

2 Визначимо теплофізичні властивості гранульованого суперфосфату: насипна густина  $\rho_n = 850$  кг/м<sup>3</sup>; теплоємність  $c_c = 980$  Дж/(кг·К), порізність нерухомого шару  $\varepsilon_0 = 0,44$ . Порізність псевдозрідженого шару при охолодженні беремо  $\varepsilon = 0,48$ .

Істинну густину гранульованого амофосу обчислемо за формулою

$$\rho_n = \rho_n / (1 - \varepsilon_0) = 850 / (1 - 0,44) = 1518 \text{ кг/м}^3.$$

3 Визначимо число Архімеда (див. формулу 5.13) для гранул амофосу, псевдозріджених повітрям

$$Ar = d^3 g \rho_n / \mu^2 = (2,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 9,81 \cdot 1518 \cdot 1,165 / (1,9 \cdot 10^{-5})^2 = 750895.$$

4 Визначимо число Рейнольдса за формулою (5.22)

$$\begin{aligned} Re &= Ar \cdot \varepsilon^{4,75} / \left[ 18 + 0,61(Ar \cdot \varepsilon^{4,75})^{0,5} \right] = \\ &= 750895 \cdot 0,48^{4,75} / \left[ 18 + 0,61(750895 \cdot 0,48^{4,75})^{0,5} \right] = 208. \end{aligned}$$

5 За формулою (5.18) визначимо число Нуссельта, при цьому

$$Nu_m = 0,4(Re/\varepsilon)^{0,66} Pr^{0,33} = 0,4(208/0,48)^{0,66} \cdot 0,72^{0,33} = 19,74,$$

де  $Pr$  – число Прандтля для повітря,  $Pr = 0,72$ .

6 Коефіцієнт тепловіддачі від гранул амофосу до повітря визначимо за формулою (3.20), при цьому  $\alpha = Nu \cdot \lambda_n / d_n = 19,74 \cdot 0,023 / 2,5 \cdot 10^{-3} = 181,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

7 Якщо для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі у псевдозрідженому шарі крупних гранул використати критеріальне рівняння (5.28), то отримаємо

$$Nu = 0,26(Ar \cdot Pr)^{0,33} = 0,26 \cdot (750895 \cdot 0,72)^{0,33} = 20,27.$$

8 Коефіцієнт тепловіддачі у цьому випадку дорівнює

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_n / d_n = 20,27 \cdot 0,023 / 2,5 \cdot 10^{-3} = 186,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

9 Визначимо швидкість повітря, віднесу до вільного поперечного перерізу повітряного охолоджувача, при цьому

$$w = Re \cdot \mu_n / d_n \cdot \rho_n = 208 \cdot 1,9 \cdot 10^{-5} / 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,165 = 1,357 \text{ м/с}.$$

10 Витрата повітря для охолодження гранульованого амофосу дорівнює

$$G_n = G_z c_c (t_{нп} - t_{кп}) / c_n (t_{кп} - t_{нп}) = 3 \cdot 980 (90 - 45) / 1010 (40 - 20) = 6,55 \text{ кг/с}.$$

11 Площа поперечного перерізу повітряного охолоджувача дорівнює

$$F = G_n / \rho_n \cdot w = 6,55 / 1,165 \cdot 1,357 = 4,143 \text{ м}^2.$$

**Відповідь:** коефіцієнт тепловіддачі від гранул до повітря  $\alpha = 181,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); витрата повітря складає  $G_n = 6,55$  кг/с; площа поперечного перерізу охолоджувача  $F = 4,143$  м<sup>2</sup>.

**Теплообмін між твердою поверхнею і псевдозрідженим шаром частинок.** При обтіканні твердої поверхні зваженим – псевдозрідженим шаром частинок інтенсивність теплообміну значно вища, ніж при теплообміні між поверхнею та чистим теплоносієм внаслідок більш активного руху частинок біля теплообмінної поверхні та руйнування приграничного підшару.

Величина коефіцієнта тепловіддачі залежить від орієнтації (розташування) поверхні теплообміну, діаметра частинок, швидкості руху середовища та характеру взаємодії частинок у зваженому шарі.

Зі збільшенням діаметра частинок коефіцієнт тепловіддачі зменшується, а потім для частинок, більших 2 мм, практично залишається постійним. З підвищенням швидкості руху теплоносія та зі збільшенням порізності шару до величини  $\varepsilon=0,6-0,7$  при однакових розмірах частинок коефіцієнт тепловіддачі трохи підвищується, а потім знижується при підвищенні порізності шару  $\varepsilon>0,7$  внаслідок зменшення поверхні частинок в одиниці об'єму зваженого шару [37, 38].

В інтервалі температур (250–1300)°C із врахуванням конвективної, кондуктивної і променистої складової теплоносія для частинок, охоплених числами Архімеда в діапазоні  $Ar=10^2-10^6$ . Максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі між зануреним у шар пучком горизонтальних або вертикальних труб ( $d_m=10-60$  мм) і псевдозрідженим шаром частинок рекомендовано обчислювати за формулою [38, с. 140]

$$\alpha_{max} = (\lambda / d_c)(0,85 Ar^{0,19} + 0,006 Ar^{0,5} Pr^{0,33}) + 7,3 \sigma_o \varepsilon_c \varepsilon_{cm} T_{cm}^3, \quad (5.29)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності газу;  $d_c$  – еквівалентний діаметр частинок;  $\sigma_o$  – постійна Стефана – Больцмана,  $\sigma_o=5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $\varepsilon_c$ ,  $\varepsilon_{cm}$  – ступінь чорніння частинок та теплообмінної поверхні відповідно;  $T_{cm}$  – абсолютна температура поверхні стінки, К.

При температурах газу  $t<400$  °C променисту складову формули (5.29), як правило, не враховують.

Для розширеного псевдозрідженого шару ( $\varepsilon>0,8$ ) і вертикального розташування поверхні теплообміну, використовуючи модель ідеального витискування для потоку газу, швидкість тепловіддачі між частинками та газом обчислюють на основі критеріального рівняння

$$Nu = 0,03 Re^{1,3}, \quad (5.30)$$

де  $Re$  – число Рейнольдса, обчислене для одиночної частинки та швидкості потоку у вільному перетині апарата, при цьому  $0,1<Re<80$ .

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від твердих вертикальних поверхонь до псевдозрідженого шару крупних частинок рекомендована [40, с. 106] формула

$$Nu = 0,085 Ar^{0,19} + 0,006 Ar^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (5.31)$$

що справедлива в інтервалі чисел  $Ar = 10^2 \div 10^9$ .

Для режимів розвиненого псевдозрідженого шару ( $0,5<\varepsilon<0,75$ ) розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при охолодженні поршків і

гранульованих продуктів рекомендується проводити за таким критеріальним рівнянням:

$$Nu = 0,32 Re^{0,8}, \quad (5.32)$$

справедливим у діапазоні чисел Рейнольдса  $60 < Re < 500$ .

### 5.6 Теплообмін у грануляційних баштах

При грануляції розплавів мінеральних добрив у грануляційних баштах краплі розплаву вільно падають у висхідному потоці повітря, при цьому концентрація гранул в об'ємі башти практично виключає їхнє зіткнення. Теплова взаємодія падаючої гранули з повітряним потоком така, що лобова сфера гранули прохолоджується більш інтенсивно, ніж кормова сфера.

Інтенсивність теплообміну із закріпленими сферичними частинками для ламінарної та турбулентної області обтікання в діапазоні чисел  $30 < Re < 2000$  визначається таким критеріальним рівнянням:

$$Nu = 2 + 0,69 Re^{0,5} Pr^{0,33}. \quad (5.33)$$

На основі аналізу рівняння (5.33) встановлено, що коефіцієнт тепловіддачі має більш високі значення для дрібних гранул, та він зростає зі збільшенням швидкості обтікання частинок.

Для одиночних частинок, що рухаються в газовому потоці, рекомендуються наступні критеріальні залежності [12]:

- для діапазону чисел  $30 < Re < 480$  (з похибкою  $\pm 14,2$  %)

$$Nu = 0,186 Re^{0,8}, \quad (5.34)$$

- для діапазону чисел  $480 < Re < 2000$  (з похибкою  $\pm 10,6$  %)

$$Nu = 1,14 Re^{0,5}. \quad (5.35)$$

Порівняння величин коефіцієнтів тепловіддачі, розрахованих за формулою (5.33), з величинами, визначеними за формулами (5.34) і (5.35) показує, що останні приблизно в 1,5 разу вищі для однакових умов обтікання гранул.

### Запитання для самоконтролю

- 1 У чому полягає особливість процесів конвективного теплообміну у двофазних потоках?
- 2 Назвіть основні фізико-хімічні характеристики двофазних потоків та запишіть основні розрахункові залежності.
- 3 Запишіть алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі у насадкових апаратах і скруберах.
- 4 Як розраховують інтенсивність теплообміну в дисперсних системах газ - рідина?
- 5 Як розраховують швидкість тепловіддачі в дисперсних системах газ - нерухомий зернистий шар?
- 6 Які особливості теплообміну в псевдозрідженому шарі частинок?
- 7 Як розраховують швидкість тепловіддачі в дисперсних системах газ - псевдозріджений зернистий шар?
- 8 Як розраховують інтенсивність теплообміну в дисперсних системах газ - вільнопадаючі поодинокі частинки?

### 6.1 Випромінювання нагрітих тіл, випромінювальна, відбивна та пропускна здатність тіл

У природі всі нагріті тіла здатні генерувати променисту енергію широкого діапазону довжини хвиль: від невидимого ультрафіолетового діапазону (з довжиною хвиль менше ніж 0,4 мкм), видимого світлового діапазону (з довжиною хвиль 0,4–0,76 мкм) і невидимого інфрачервоного діапазону (з довжиною хвиль 0,76–420 мкм), а також рентгєнівських і космічних променів. Причиною виникнення променистої енергії є атомні й молекулярні процеси, що виникають у твердому тілі під впливом температури, його фізичних властивостей та будови. Промениста енергія поширюється в просторі зі швидкістю світла у вигляді електромагнітних хвиль і потоку частинок – квантів і фотонів. Інтєнсивність випромінювання та діапазон довжини електромагнітних хвиль залежать від фізичних властивостей випромінюючого тіла і його абсолютної температури [25, 32].

*Обмін тепловою енергією в просторі між тілами з різною температурою за допомогою випромінювання називається променистим – радіаційним теплообміном.* Перенесення тепла за допомогою променистої енергії відбувається в результаті перетворення внутрішньої енергії нагрітої речовини в енергію випромінювання, поширення випромінювання в просторі та його поглинання іншими речовинами. Промениста енергія або її частина, потрапляючи на поверхню іншого менш нагрітого тіла, повторно трансформується в теплову енергію, результатом такого теплопереносу є підвищення температури холодного тіла.

Характерною рисою променистого теплообміну є те, що обмін теплом між гарячими та холодними тілами відбувається *безконтактним способом.*

Яскравим прикладом дії механізму променистого теплообміну є перенесення тепла від Сонця до Землі, при якому в літній полудень на поверхню Землі на широті м. Харкова потрапляє сонячної енергії близько 1350 Вт/м<sup>2</sup>. Прикладом промислового застосування процесу, у якому переважає теплопередача випромінюванням, є трубчасті печі в нафтопереробній промисловості, у яких при згорянні нафти або газу в камері згоряння досягається температура більша ніж 1600°C, при цьому основна частина тепла передається до труб переважно променистою енергією – радіацією, а інша частина – конвекцією.

Кількість енергії, що випромінює одиниця поверхні нагрітого тіла в одиницю часу для всього діапазону випромінюваних хвиль, називається *випромінювальною здатністю (щільністю потоку),* при цьому

$$E = \frac{Q}{F}. \quad (6.1)$$

Тіла, що нагріваються в результаті дії променистої енергії, здатні її частково поглинати, відбивати та пропускати через тіло.

Якщо загальна кількість енергії, що попадає на тіло, дорівнює  $Q$ , кількість *поглиненої* енергії дорівнює  $Q_A$ , кількість *відбитої* енергії дорівнює  $Q_R$ , а кількість *пропущеної* через тіло енергії дорівнює  $Q_D$ , то можна скласти рівняння теплового балансу

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q. \quad (6.2)$$

Розділивши складові рівняння (6.2) на  $Q$ , одержимо рівняння теплового балансу, виражене через відносні частинки поглиненої, відбитої та пропущеної тілом теплової енергії, при цьому

$$\frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = A + R + D = 1, \quad (6.3)$$

де  $A$  – поглинальна здатність тіла;  $R$  – відбивальна здатність;  $D$  – пропускну здатність (прозорість) тіла.

Тіло, що повністю поглинає всю падаючу на нього енергію, називається *абсолютно чорним*, при цьому  $A=1$ ,  $R=D=0$ .

Тіло, що повністю відбиває всю падаючу на нього енергію, називається *абсолютно білим* (дзеркальним), при цьому  $R=1$ ,  $A=D=0$ .

Тіло, що пропускає всю падаючу на нього енергію, називають *абсолютно прозорим* (діатермічним), при цьому  $D=1$ ,  $A=R=0$ .

У природі не існує тіл абсолютно чорних, абсолютно білих та абсолютно прозорих, всі тіла в більшій або меншій мірі поглинають, відбивають і пропускають тепло, тому їх називають *сірими*. Величини  $A$ ,  $R$ ,  $D$  залежать від фізичних властивостей та фазового стану тіла, стану його поверхні (гладка або шорсткувата), температури, довжини хвиль і спектра енергії, що попадає на нього [19, 25, 32, 36].

## 6.2 Основні закони променистого теплообміну

**Закон Кірхгофа.** Залежність між випромінювальною та поглинальною здатністю тіл встановив Кірхгоф.

Відповідно до закону Кірхгофа *відношення випромінювальної здатності тіл до їх поглинальної здатності для всіх тіл незалежно від їх природи є однаковою та залежить тільки від температури*

$$\frac{E_0}{A_0} = \frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = f(T), \quad (6.4)$$

де  $E_0$ ,  $E_1$ ,  $E_2$  – випромінювальна здатність абсолютно чорного та сірих тіл відповідно;  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  – поглинальна здатність абсолютно чорного та сірих тіл відповідно.

Тому що для абсолютно чорного тіла поглинальна здатність  $A_0=1$ , то воно для будь-якої температури має максимальну випромінювальну здатність. Інші сірі тіла з такою самою температурою будуть випромінювати або поглинати меншу кількість тепла.

*Відношення випромінювальної здатності будь-якого сірого тіла до випромінювальної здатності абсолютно чорного тіла за однакових умов називають ступенем чорноти тіла, при цьому*

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}, \quad (6.5)$$

де  $E_0, E$  – випромінювальна здатність абсолютно чорного та сірого тіла відповідно при однаковій температурі.

Ступінь чорноти різних тіл змінюється в межах від нуля до одиниці та залежить від їхньої природи, температури й стану поверхні. У найбільшій мірі поглинає тепло сажа трубна ( $\varepsilon=0,95-0,97$ ), у найменшій мірі – срібло поліроване ( $\varepsilon=0,02-0,03$ ). У найбільшій мірі пропускають тепло через себе алмаз та кварц, тому вони є найбільш прозорими, більш того, ці та деякі інші кристалічні речовини здатні пропускати променисту енергію у вузькому діапазоні довжин хвиль, що дозволяє використовувати їх у приладобудуванні як світлові фільтри.

Наслідком закону Кірхгофа є твердження, згідно з яким чим вища випромінювальна здатність тіла, тим більша його поглинальна здатність і навпаки. Відзначимо також, що чим менший ступінь чорноти тіла, тим менша його випромінювальна та поглинальна здатність.

Значення ступеня чорноти деяких матеріалів подані в табл. 6.1.

ТАБЛИЦЯ 6.1 - Ступінь чорноти деяких матеріалів

Матеріал	Температура, °C	Ступінь чорноти, $\varepsilon$	Матеріал	Температура, °C	Ступінь чорноти, $\varepsilon$
Азбест-картон лист.	40–370	0,93–0,945	Алюміній полірован.	23	0,040
Вода	0–100	0,95–0,963	Мідь полірована	22	0,072
Цегла червона	20	0,93	Мідь із шаром окису	25	0,78
Цегла динасова	1000	0,80	Нікель відшліфований.	23	0,045
Цегла шамотна	1100	0,75	Срібло поліроване	37–370	0,022–0,03
Фарба-лак біла	38–93	0,80–0,95	Свинець окиснений	25	0,281
Фарба-лак чорна	38–93	0,80–0,95	Сталь листова прокат	20	0,66
Фарба алюмінієва	100	0,27–0,67	Сталь листова окисн.	200–600	0,79
Фарба олійна	100	0,92–0,96	Сталь типу X18H9	215–525	0,62–0,73
Сажа грубна	20–400	0,95–0,97	Залізо окиснене	100	0,736
Скло, емаль, гіпс	20	0,90–0,94	Залізо листове	20	0,657

Ступінь чорноти полірованих поверхонь металів завжди менша ступеня чорноти неполірованих поверхонь.

**Закон Стефана – Больцмана.** Залежність випромінювальної здатності абсолютно чорного тіла від його температури експеримен-

тально встановив Й. Стефан (1879 р.) і теоретично довів Л. Больцман (у 1881 р.).

Відповідно до закону Стефана – Больцмана випромінювальна здатність нагрітого абсолютно чорного тіла пропорційна четвертому степеню його абсолютної температури, тобто

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (6.6)$$

де  $C_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, згідно з експериментальними даними  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ .

У зв'язку з тим, що випромінювальна здатність сірого й абсолютно чорного тіла пов'язана між собою залежністю (6.5), то стосовно до сірих тіл рівняння Стефана – Больцмана звичайно виражають формулою

$$E = 5,67\varepsilon (T/100)^4, \quad (6.7)$$

де  $E$  – випромінювальна здатність;  $\varepsilon$  – ступінь чорноти сірого тіла.

З рівняння (6.7) випливає, що для збільшення випромінювальної здатності сірого тіла необхідно підвищити його температуру.

**Закон Ламберта.** Нагріті тіла, що випромінюють енергію, та тіла, що поглинають теплоту, розташовані в просторі складним способом.

Закон Ламберта встановлює кількісну залежність між кількістю тепла, випромінюваного нагрітим тілом у напрямку холодного тіла з відомою поверхнею й певним чином орієнтованого в просторі.

Відповідно до закону Ламберта кількість теплової енергії, що випромінюється нагрітим тілом у напрямку холодного тіла, пропорційна випромінювальній здатності нагрітого тіла, поверхні випромінювання, куту нахилу поверхонь та тілесному куту, яким охоплюється поглинаюче тепло тіло з поверхні випромінюючого тіла, при цьому [25]

$$Q_1 = \frac{1}{\pi} E F_1 d\psi \cdot \cos \beta, \quad (6.8)$$

де  $E$  – випромінювальна здатність нагрітого тіла поверхнею  $F_1$ ;  $d\psi$  – тілесний кут, під яким з нагрітого тіла видно поверхню тіла, що поглинає тепло;  $\beta$  – кут, утворений нормаллю до випромінюючої поверхні та прямою, що з'єднує центри обох поверхонь.

### 6.3 Променистий теплообмін у теплообмінних установках

**Теплообмін між твердими тілами.** У багатьох теплообмінних установках відбувається променистий теплообмін у замкнутому просторі між тілами, що мають різні температури та різну площу поверхонь (наприклад, у просторі трубчастої печі або між апаратами у цеху).

У цьому випадку тепло, передане тепловим випромінюванням між нагрітими тілами, визначають за формулою

$$Q = 5,67\varepsilon_{np} F_p \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.9)$$

де  $T_1, T_2$  – температура поверхні випромінюючого (нагрітого) та поглинаючого тепло (холодного) твердого тіла відповідно, при цьому  $T_1 > T_2$ ;  $F_p$  – розрахункова поверхня теплообміну, що залежить від взаємного розташування тіл;  $\varepsilon_{np}$  – наведений ступінь чорноти випромінюючого та поглинаючого тіл.

Якщо поглинаюче тіло перебуває усередині випромінюючого тіла та охоплюється ним (наприклад, екран із труб перебуває в просторі трубчастої печі), то за розрахункову беруть сумарну поверхню поглинаючого тіла, а наведений коефіцієнт ступеня чорноти знаходять за формулою [39]

$$\varepsilon_{np} = 1 / \left[ \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right], \quad (6.10)$$

де  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – ступінь чорноти випромінюючого і поглинаючого тепло тіл.

Якщо нагріте тіло перебуває в замкненому просторі холодного тіла, при цьому  $F_2 \gg F_1$  (наприклад, нагрітий апарат площею  $F_1$  перебуває в приміщенні цеху із площею поверхні стін  $F_2$ ), то як розрахункову беруть площу зовнішньої поверхні нагрітого апарата, тобто  $F_p = F_1$ , і при цьому  $\varepsilon_{np} \approx \varepsilon_1$ .

Для теплообмінних апаратів кожухотрубчастих та типу “труба у трубі”, коли у внутрішніх трубах проходить високотемпературний теплоносій, а в міжтрубному просторі проходить теплоносій, що нагрівається (тепловий потік спрямований від внутрішніх труб до зовнішніх), наведений ступінь чорноти випромінюючих тіл залежить від площі поверхні та ступеня чорноти кожного із тіл, при цьому [49]

$$\varepsilon_{np} = 1 / \left[ \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_2}{F_1} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right], \quad (6.11)$$

де  $F_1, F_2$  – площа поверхні охоплюваного тіла та тіла, що охоплює, відповідно,  $F_1 < F_2$ .

**Променевий теплообмін між газом і твердим тілом.** Повітря та деякі одно- і двоатомні гази (аргон, гелій, водень, азот та ін.) є практично прозорими, однак наявність у них три- і багатоатомних газів (таких, як водяна пара, діоксид вуглецю, діоксид сірки та ін.) робить газове середовище напівпрозорим і здатним випромінювати та поглинати променисту енергію. Прозорість газового середовища особливо сильно послаблюється, коли в ньому наявні мікрокраплі рідини або дрібні тверді частинки.

У таких випадках при високих температурах газове середовище проявляє здатність випромінювати та поглинати тепло, при цьому випромінювальна здатність газової суміші залежить від температури та об'ємного вмісту випромінюючих газів.

Особливістю випромінювання індивідуальних газів і газових сумішей є те, що гази випромінюють і поглинають теплову енергію в об'ємі середовища на відміну від поверхневого випромінювання твердих тіл. Крім того, поглинання та випромінювання газів має селективний (вибірчий) характер, тобто кожний із газів має індивідуальний спектр випромінювання або поглинання. За наявності в газовій суміші декількох випромінюючих газів енергія випромінювання одного газу частково поглинається іншими газами, і сумарне випромінювання є меншим у порівнянні з випромінюванням кожного із газів.

У випадку факельного спалювання вугільного пилу, мазуту та природних газів у топках трубчастих печей випромінювання полум'я й продуктів згоряння є потужним чинником інтенсифікації теплопередачі.

Для розрахунку променистого теплообміну між твердою поверхнею й газовим середовищем, коли воно оточене поверхнею твердого тіла, рекомендується [19, 49] використовувати залежність

$$q_{cm} = 5,7 \varepsilon_{cm} \varepsilon_{zc} \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{zc}}{100} \right)^4 \right], \quad (6.12)$$

де  $q_{cm}$  – питомий тепловий потік від стінки до газового середовища,  $q_{cm} = Q_{cm}/F_{cm}$ ;  $\varepsilon_{cm}$ ,  $\varepsilon_{zc}$  – ступінь чорноти стінки та наведений ступінь чорноти газової суміші відповідно;  $T_{zc}$ ,  $T_{cm}$  – абсолютна температура газової суміші та нагрітої стінки відповідно.

Тепловий потік, випромінюваний нагрітим газом на тверду поверхню, визначається за рівнянням [19, с.290; 36; 49, с.597]

$$q_{cm} = 5,7 \varepsilon'_{cm} \left[ \varepsilon_{zc} \left( \frac{T_{zc}}{100} \right)^4 - a_z \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right], \quad (6.13)$$

де  $q_{cm}$  – питомий тепловий потік від газового середовища до стінки, що нагрівається,  $q_{cm} = Q_{zc}/F_{cm}$ ;  $a_z$  – поглинаюча здатність газу при температурі стінки, при цьому  $a_z \approx \varepsilon_{zc}$  при тій самій температурі;  $\varepsilon'_{cm}$  – ефективний ступінь чорноти стінки, що враховує часткове поглинання променистої енергії газом,  $\varepsilon'_{cm} = 0,5(1 + \varepsilon_{cm})$ ;  $\varepsilon_{cm}$ ,  $\varepsilon_{zc}$  – ступінь чорноти стінки та наведений ступінь чорноти газової суміші відповідно;  $T_{zc}$ ,  $T_{cm}$  – абсолютна температура газової суміші та стінки відповідно.

#### 6.4 Спільна тепловіддача випромінюванням і конвекцією

У теплообмінних апаратах, які працюють при температурах, вищих 250°C, теплота передається як теплопровідністю та конвекцією, так і тепловим випромінюванням, при цьому в міру підвищення температури теплоносія збільшується частка тепла, переданого тепловим випромінюванням.

Загальний коефіцієнт тепловіддачі в результаті спільної дії конвекції та теплового випромінювання дорівнює

$$\alpha_{об} = \alpha_k + \alpha_l, \quad (6.14)$$

де  $\alpha_k, \alpha_l$  – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією та тепловим випромінюванням відповідно.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією розраховують за звичайною методикою з урахуванням швидкості та режиму руху газу (див. розділ 3).

Коефіцієнт тепловіддачі при тепловому випромінюванні нагрітої поверхні (або гарячого газу) можна визначити за формулою [49]

$$\alpha_l = Q_l / F(T_1 - T_2) = \frac{5,7 \varepsilon_{np}}{(T_1 - T_2)} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.15)$$

де  $\varepsilon_{np}$  – наведений ступінь чорноти системи тіл, між якими відбувається теплообмін;  $T_1, T_2$  – температури більше нагрітого та менше нагрітого тіл відповідно, К.

Для зменшення теплових втрат або для захисту від радіаційного припливу тепла іззовні використовують екранування поверхонь апаратів.

При установленні екрана між випромінюючою та поглинаючою тепло поверхнями питомий тепловий потік зменшується вдвічі, при установці  $N$  екранів питомий тепловий потік зменшується в  $(N+1)$  раз та дорівнює  $q_n = q/(N+1)$ . Ця властивість екранованих поверхонь зменшувати приплив тепла за рахунок випромінювання широко використовується в промисловості для теплової ізоляції обладнання та сховищ криогенних рідин за допомогою установлення великої кількості екранів, виконуваних з металевої фольги або металізованих полімерних плівок [14, с. 282; 50].

### **Запитання для самоконтролю**

- 1 *Яка природа та у чому сутність і особливість процесів теплообміну тепловим випромінюванням?*
- 2 *Який фізичний зміст понять випромінююча, поглинальна, пропускна й відбивна здатність сірих тіл?*
- 3 *Запишіть і сформулюйте закон Кірхгофа.*
- 4 *Який фізичний зміст коефіцієнта «ступінь чорноти» сірого тіла та від яких параметрів він залежить?*
- 5 *Запишіть і сформулюйте закон Стефана – Больцмана для абсолютно чорного та сірого тіл.*
- 6 *Як визначити величину теплового потоку між нагрітими тілами при їх взаємному випромінюванні?*
- 7 *Які гази є прозорими для теплового випромінювання?*
- 8 *Як визначити величину теплового потоку при випромінюванні гарячих газів на тверду поверхню?*

Процес перенесення тепла від гарячого теплоносія до холодного через роздільну стінку називається *теплопередачею* та супроводжується зміною температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну, при цьому температура гарячого теплоносія зменшується, а температура холодного теплоносія підвищується. Теплопередача є *складним* процесом, що включає окремі процеси тепловіддачі в гарячому й холодному теплоносії та перенесення тепла теплопровідністю через стінку, що розділює теплоносії.

Рушійною силою процесу теплопередачі на локальній ділянці є локальна різниця між температурами гарячого та холодного теплоносія.

### 7.1 Основне рівняння теплопередачі, коефіцієнт теплопередачі

Теплопередача як вид перенесення енергії в просторі підкоряється основному кінетичному закону, відповідно до якого швидкість процесу прямо пропорційна рушійній силі та обернено пропорційна термічному опору [19, 36]

$$W_q = \frac{Q}{F \cdot \tau} = \frac{\Delta t}{R_t}, \quad (7.1)$$

де  $W_q$  – швидкість процесу теплопередачі;  $Q$  – кількість переданого тепла, Дж;  $F$  – площа поверхні теплопередачі,  $m^2$ ;  $\tau$  – час, с;  $\Delta t$  – рушійна сила процесу – різниця температур;  $R_t$  – загальний термічний опір процесу теплопередачі.

Термічний опір на межі поділу теплоносіїв – величина, яка важко визначається, тому її зручно представити зворотною величиною  $k=1/R_t$ , яку звичайно називають константою швидкості процесу – коефіцієнтом теплопередачі.

У цьому випадку рівняння (7.1) подають у такому вигляді:

$$Q = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot F \cdot \tau, \quad (7.2)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі;  $\Delta t_{cp}$  – середня рушійна сила процесу теплопередачі для теплообмінного апарата.

Рівняння (7.2) називають *основним кінетичним рівнянням процесу теплопередачі*, тому що воно одночасно характеризує як кількість перенесеного тепла, так і швидкість його перенесення від гарячого теплоносія до холодного через стінку, що розділює.

Основне *рівняння теплопередачі* показує, яка кількість тепла передається в сталому процесі від гарячого теплоносія до холодного через роздільну стінку площею  $F$   $m^2$  за певної рухомої сили процесу – середній різниці температур між теплоносіями.

Коефіцієнт теплопередачі в рівнянні (7.2) є в певній мірі величиною, що характеризує середню швидкість складного процесу перенесення тепла між теплоносіями. Вирішивши рівняння (7.2) щодо коефіцієнта теплопередачі, одержали

$$k = \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot F \cdot \tau} \quad (7.3)$$

З рівняння (7.3) випливає висновок, що коефіцієнт теплопередачі характеризує швидкість перенесення тепла та показує, яка кількість тепла передається за одиницю часу від гарячого теплоносія до холодного через 1 м<sup>2</sup> площі поверхні теплообміну при середній різниці температур між теплоносіями в 1 градус.

Підставивши в рівняння (7.3) основні одиниці вимірювання, знайшли

$$k = \left[ \frac{Q}{\Delta t \cdot F \cdot \tau} \right] = \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{К} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}} \right] = \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Коефіцієнт теплопередачі пов'язує між собою окремі коефіцієнти тепловіддачі та теплопровідності з умовами проходження процесу теплообміну, що враховують агрегатний стан теплоносіїв і гідродинамічний режим їх руху.

### 7.2 Залежність коефіцієнта теплопередачі від окремих коефіцієнтів тепловіддачі та теплопровідності

Розглянемо процес теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного через роздільну теплоносіїв стінку (див. рис. 7.1).

У сталому режимі теплота від ядра потоку гарячого теплоносія  $G$ , що має температуру в локальному перетині  $t_{c2}$ , передається конвекцією до роздільної стінки товщиною  $\delta$  з теплопровідністю  $\lambda$ . Коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого теплоносія дорівнює  $\alpha_z$ .

Перенесення тепла власне через стінку відбувається шляхом теплопровідності, при цьому на поверхнях стінки встановлюються температури  $t_{cm1}$  з боку гарячого теплоносія та  $t_{cm2}$  з боку холодного теплоносія.

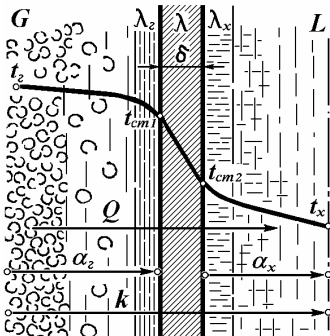


Рисунок 7.1 – Схема процесу теплопередачі між теплоносіями через роздільну стінку

Від стінки з температурою  $t_{cm2}$  теплота передається конвекцією в ядро потоку холодного теплоносія  $L$ , при цьому коефіцієнт тепловіддачі для холодного теплоносія дорівнює  $\alpha_x$ , а температура ядра потоку холодного теплоносія дорівнює  $t_x$ .

Загальний коефіцієнт теплопередачі для процесу дорівнює  $k$ .

Для сталого процесу теплопередачі можна записати систему рівнянь перенесення тепла для кожного із окремих процесів і для всього процесу в цілому, при цьому одержимо:

для конвективного теплообміну в потоці гарячого теплоносія

$$Q = \alpha_z(t_z - t_{cm1})F \cdot \tau; \quad (7.4)$$

для перенесення тепла через стінку шляхом теплопровідності

$$Q = \lambda \frac{(t_{cm1} - t_{cm2})}{\delta} F \cdot \tau; \quad (7.5)$$

для конвективного теплообміну в потоці холодного теплоносія

$$Q = \alpha_x(t_{cm2} - t_x)F \cdot \tau; \quad (7.6)$$

для процесу теплопередачі в цілому

$$Q = k(t_z - t_x)F \cdot \tau. \quad (7.7)$$

Розв'язавши рівняння (7.4) – (7.6) щодо різниці температур, знайшли:

$$\frac{Q}{F\tau} \cdot \frac{1}{\alpha_z} = (t_z - t_{cm1}), \quad (7.8)$$

$$\frac{Q}{F\tau} \cdot \frac{\delta}{\lambda} = (t_{cm1} - t_{cm2}), \quad (7.9)$$

$$\frac{Q}{F\tau} \cdot \frac{1}{\alpha_x} = (t_{cm2} - t_x). \quad (7.10)$$

Склавши окремо праві та ліві частини рівнянь (7.8)–(7.10), одержали

$$\frac{Q}{F\tau} \left[ \frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x} \right] = (t_z - t_x). \quad (7.11)$$

Розв'язуючи рівняння (7.7) щодо різниці температур, отримали

$$\frac{Q}{F\tau} \left[ \frac{1}{k} \right] = (t_z - t_x). \quad (7.12)$$

Порівнюючи праві частини рівнянь (7.11) та (7.12), відзначимо, що вони рівні, отже є рівними й ліві частини рівнянь, тому можна записати

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}. \quad (7.13)$$

Розв'язавши рівняння (7.13) щодо коефіцієнта теплопередачі для одношарової плоскої стінки, одержали

$$k = 1 / \left[ \frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x} \right]. \quad (7.14)$$

Для багат шарової плоскої стінки рівняння (7.14) записують у такому вигляді:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \sum_1^n (\delta_i / \lambda_i) + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (7.15)$$

де  $\sum_1^n (\delta_i / \lambda_i)$  – сумарний термічний опір багат шарової плоскої стінки на межі поділу теплоносіїв.

*Стадія процесу, що лімітує теплопередачу.* Складові рівняння (7.13)  $1/\alpha_2$  та  $1/\alpha_x$  являють собою термічний опір тепловіддачі з боку гарячого та холодного теплоносія відповідно. Складова  $\delta/\lambda$  є термічним опором роздільної стінки, одночасно складова  $1/k$  враховує повний термічний опір процесу теплопередачі в цілому. Таким чином, рівняння (7.13) установлює залежність коефіцієнта теплопередачі від окремих коефіцієнтів тепловіддачі й теплопровідності роздільної стінки, при цьому з рівняння видно, що *повний термічний опір процесу теплопередачі дорівнює сумі термічних опорів окремих (поодиноких) процесів тепловіддачі та теплопровідності.*

На основі рівняння (7.13) можна визначити окрему стадію, що лімітує процес теплопередачі в цілому. Через те, що ліва складова є сумою окремих правих складових рівняння (7.13), кожна з яких є частиною цілого, то завжди можна записати таку нерівність:

$$\frac{1}{k} > \frac{1}{\alpha_2}; \quad \frac{1}{k} > \frac{1}{\alpha_x}; \quad \frac{1}{k} > \frac{\delta}{\lambda}.$$

На основі властивості дробів (той дріб більший, у якого знаменник менший) можна записати:

$$k < \alpha_2, \quad k < \alpha_x, \quad k < \left(\frac{\lambda}{\delta}\right). \quad (7.16)$$

Із залежності (7.16) випливає: *коефіцієнт теплопередачі завжди менший від меншого із окремих коефіцієнтів тепловіддачі.*

Отже, *менший коефіцієнт тепловіддачі є коефіцієнтом, що лімітує процес теплопередачі в цілому.*

Для підвищення коефіцієнта теплопередачі в цілому необхідно інтенсифікувати окремий процес теплообміну в теплоносії з малим коефіцієнтом тепловіддачі, що може бути досягнуто в першу чергу турбулізацією потоку цього теплоносія, а також підвищенням поверхні теплообміну на стороні меншого коефіцієнта тепловіддачі (наприклад, оребренням поверхні), якщо теплоносії не забруднює стінку.

За рахунок підвищення коефіцієнта теплопередачі можна збільшити кількість переданого тепла (при фіксованій поверхні теплообмінника) або зменшити розміри теплообмінника при фіксованому тепловому навантаженні апарата.

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі в різних умовах теплообміну між теплоносіями представлені в табл. 7.1.

ТАБЛИЦЯ 7.1 - Орієнтовні значення коефіцієнта теплопередачі

Вид теплопередачі	Коефіцієнт теплопередачі, $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	
	вільна конвекція	вимушена конвекція
Від газу до рідини (при невеликих тисках)	6 – 12	10 – 40
Від газу до газу (газові підігрівники)	8 – 25	30 – 45
Від газу до рідини (газові холодильники)	10 – 20	12 – 60
Від рідини (води) до мало в'язкої рідини	140 – 340	800 – 1700
Від рідини до в'язких рідин	30 – 60	120 – 270
Від водяної пари, що конденсується, до газів	6 – 15	12 – 60
Від водяної пари, що конденсується, до води	300 – 1200	800 – 1500
Від водяної пари, що конденсується, до органічних рідин (підігрівники)	60 – 170	120 – 350
Від пари органічних рідин, що конденсується, до води (конденсатори)	230 – 460	300 – 800
Від водяної пари, що конденсується, до киплячої рідини (випарники)	–	300 – 3500

### 7.3 Середня рушійна сила процесу теплопередачі

У процесі теплопередачі при русі теплоносіїв уздовж роздільної стінки їхня температура по довжині стінки безперервно змінюється. Характер зміни температури залежить як від напрямку руху теплоносіїв по відношенню один до іншого, так і від їхньої витрати .

У промислових теплообмінних апаратах розрізняють 4 види відносного руху теплоносіїв: прототечійний; протитечійний; перехресну та змішану течію.

На рис. 7.2 показані схеми відносного руху теплоносіїв при прямотечії, протитечії та змішаній течії разом із графіками зміни температури уздовж поверхні теплопередачі.

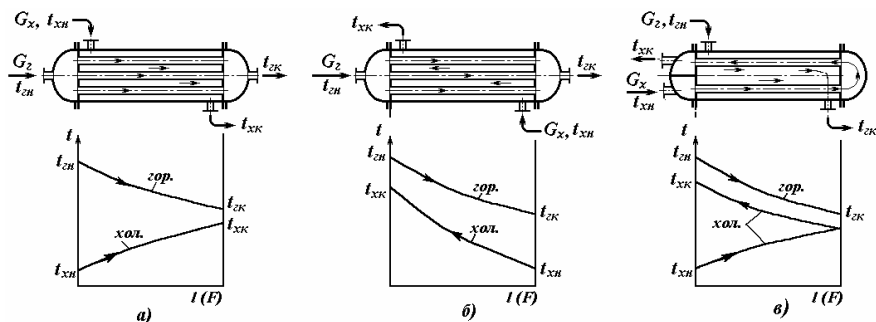


Рисунок 7.2 – Зміна температури теплоносіїв вздовж трубочатки у процесі теплопередачі: а) при прямотечії; б) при протитечії; в) при змішаній течії

При прямотечії теплоносії рухаються по різні сторони роздільної стінки в одному напрямку, при цьому характер зміни температур теплоносіїв залежить від їхньої масової витрати, агрегатного стану й процесу, що відбувається в теплообміннику. Якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється, то крива зміни температури теплоносія має плавний характер. Якщо агрегатний стан теплоносія змінюється, то на кривій з'являються злами та прямі ділянки з постійною температурою, що свідчать про проходження процесу зі зміною агрегатного стану теплоносія.

Різницю температур між теплоносіями в локальному перетині теплообмінника називають локальною рушійною силою теплопередачі.

При прямотечії різниця температур між теплоносіями уздовж поверхні теплообміну зменшується безперервно, при цьому можна виділити вхідну ділянку теплообмінника з більшою різницею температур і вихідну ділянку з меншою різницею температур. Кінцева температура холодного теплоносія при прямотечії завжди менша кінцевої температури гарячого теплоносія (див. рис. 7.2 а).

При протитечії теплоносії рухаються по обидві сторони стінки в зустрічному (протилежному) напрямку, при цьому різниця температур між теплоносіями змінюється більш рівномірно, ніж при прямотечії. У протитечійних теплообмінниках кінцева температура холодного теплоносія може перевищувати кінцеву температуру гарячого теплоносія та усього на декілька градусів (7–10°C) відрізнятися від початкової температури гарячого теплоносія (див. мал. 7.2 б).

При змішаній течії обидва теплоносії можуть багаторазово змінювати напрямок руху щодо поверхні теплопередачі. Наприклад, у двоходовому теплообміннику (див. рис. 7.2 в) холодний теплоносії спочатку рухається в режимі прямотечії з гарячим теплоносієм, а потім рухається у протитечії до нього. Графік зміни температур у цьому випадку має складний характер.

При перехресній течії один з теплоносіїв рухається перпендикулярно до поверхні теплопередачі та може одно- або багаторазово змінювати напрямок руху. Графік зміни температур у цьому процесі такий самий, як при прямотечійному або протитечійному русі теплоносіїв.

За середню рушійну силу теплообмінного процесу в цілому беруть середню різницю температур, що обчислюється за формулою середньої логарифмічної величини

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{m}}{\ln(\Delta t_{\sigma} / \Delta t_{m})} \cdot \varepsilon_t, \quad (7.17)$$

де  $\Delta t_{\sigma}$ ,  $\Delta t_{m}$  – більша та менша різниця температур на вході та виході теплоносіїв у теплообмінному апараті, °C;  $\varepsilon_t$  – коефіцієнт, що враховує особливості змішаної та перехресної течії теплоносіїв у багатоходових теплообмінних апаратах. Значення коефіцієнта знаходять за графіками у залежності від відношення різниці температур теплоносіїв [33, 49].

Для проточечії та протитечії теплоносіїв коефіцієнт  $\varepsilon_t = 1$ . При однакових початкових і кінцевих температурах теплоносіїв найбільша середня різниця температур досягається при протитечійному русі, найменша – при прототечійному. Отже, найбільш вигідним та економічним для теплопередачі є протитечійний рух, тому що в цьому випадку можна нагріти холодну рідину до більш високих температур, а гарячий теплоносіїв охудити до більш низьких температур при менших витратах теплоносіїв. Умови роботи теплообмінника при протитечійному русі кращі, а розрахункова поверхня теплопередачі менша.

Якщо відношення  $(\Delta t_{\sigma} / \Delta t_m) \leq 2$ , то середню рушійну силу процесу теплопередачі можна визначити за середньоарифметичною формулою, при цьому  $\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m) / 2$ .

При змішаній течії потоків у теплообміннику, коли у трубному просторі теплоносіїв робить парне число ходів, а в міжтрубному просторі інший теплоносіїв робить один хід, середню різницю температур можна визначити за рівнянням [49, с.551]

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \left[ \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m + A}{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m - A} \right]}, \quad (7.18)$$

де  $A$  – середньозважена величина для теплоносіїв,  $A = \sqrt{\Delta t_2^2 + \Delta t_x^2}$ ;  $\Delta t_2$  – різниця температур для гарячого теплоносіїв,  $\Delta t_2 = t_{н2} - t_{к2}$ ;  $\Delta t_x$  – різниця температур для холодного теплоносіїв,  $\Delta t_x = t_{хх} - t_{нх}$ ;  $\Delta t_{\sigma}$  – більша різниця температур між теплоносіївми;  $\Delta t_m$  – менша різниця температур між теплоносіївми.

**Визначення розрахункової температури теплоносіїв.** Використовувані в розрахунках процесів теплопередачі фізико-хімічні та теплофізичні константи теплоносіїв визначають щодо розрахункової температури. Як розрахункову вибирають середньоарифметичну температуру теплоносіїв у процесі, при цьому для гарячого теплоносіїв  $t_2 = (t_{н2} + t_{к2}) / 2$ , відповідно для холодного теплоносіїв  $t_x = (t_{нх} + t_{кх}) / 2$ .

**Визначення температури стінки.** При розрахунках окремих коефіцієнтів тепловіддачі для різних теплоносіїв виникає необхідність визначити середню температуру стінки з боку гарячого (або холодного) теплоносіїв. У цьому випадку можна скористатися рівнянням теплопередачі (7.2) та окремими рівняннями тепловіддачі (7.4) – (7.6).

Так, скориставшись рівняннями теплопередачі та тепловіддачі, для питомого теплового потоку запишемо

$$q = \frac{Q}{F\tau} = k\Delta t_{cp} = \alpha_2(t_2 - t_{cm1}) = \alpha_x(t_{cm2} - t_x). \quad (7.19)$$

З рівняння (7.19) можна визначити температуру стінки з боку гарячого теплоносіїв

$$t_{cm1} = t_2 - \frac{q}{\alpha_2} = t_2 - \frac{k}{\alpha_2} \Delta t_{cp} ; \quad (7.20)$$

з боку холодного теплоносія

$$t_{cm2} = t_x + \frac{q}{\alpha_x} = t_x + \frac{k}{\alpha_x} \Delta t_{cp} . \quad (7.21)$$

Якщо в рівняннях (7.20) – (7.21) не завжди відомі величини коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі, то розрахунок середньої температури стінки проводиться методом послідовних наближень.

З цією метою спочатку знаходять середню температуру кожного з теплоносіїв і на цій основі розраховують окремі коефіцієнти тепловіддачі для кожного із теплоносіїв з урахуванням режиму течії та гідродинамічних обставин руху теплоносія. Потім визначають загальний коефіцієнт теплопередачі з урахуванням термічного опору стінки. Тільки після цього за рівняннями (7.20) – (7.21) визначають температуру стінки з боку кожного теплоносія, уточнюють середню температуру теплоносіїв і визначають коефіцієнти тепловіддачі й теплопередачі. Розрахунок повторюють доти, поки буде досягнута необхідна точність розрахунку (розбіжність між вихідними й розрахованими величинами звичайно не повинна перевищувати  $\pm 5\%$ ).

#### 7.4 Алгоритм розрахунку та вибору теплообмінного обладнання

Розрахунок теплообмінника для конкретних умов теплопередачі зводиться до визначення необхідної поверхні теплопередачі для забезпечення заданих умов теплообміну та вибору відповідної конструкції апарата з урахуванням умов експлуатації [33, 39, 45, 59].

Розрахунок теплообмінника являє собою складне інженерне завдання та містить такі основні етапи.

1 Визначення й уточнення вихідних даних – параметрів вихідного теплоносія в робочих умовах (об'ємних або масових витрат, тиску, діапазону зміни температур і можливої зміни агрегатного стану теплоносія, а також припустимих гідравлічних втрат у системі та ін.).

2 Розрахунок теплового навантаження апарата з урахуванням зміни ентальпій або температур одного із заданих потоків теплоносіїв (наприклад, гарячого теплоносія при його охолодженні). Потім вибирають вид та визначають масову й об'ємну витрату іншого теплоносія, що забезпечує проходження процесу в заданому температурному режимі з необхідною швидкістю (наприклад, холодного теплоносія для охолодження заданої витрати гарячого теплоносія).

3 Вибір конструктивної схеми проєктованого апарата (наприклад, кожухотрубчастого теплообмінника із прямими гладкими або оребреними трубами, одно- або багатоходового, горизонтального або вертикального та ін.). Вибір простору (трубного або міжтрубного) для руху кожного теплоносія з урахуванням їх властивостей, можливості забруднення та очищення труб, вибір характеру обтікання труб

потоками (поздовжня течія або поперечне обтікання пучка труб, прямотечія, протитечія, перехресний або змішаний рух та ін.).

4 Складання розрахункової схеми теплообмінника (графіка зміни температур в апараті) з урахуванням тиску та температури, можливих фазових переходів (для випарників і конденсаторів), визначення середньої рушійної сили для окремих зон або для всього процесу.

5 Визначення фізико-хімічних і теплофізичних властивостей теплоносіїв у робочих умовах при їх середніх температурах.

6 Вибір діаметра та визначення числа труб для теплоносія, що проходить в трубному просторі з урахуванням середньої швидкості його руху (або режиму течії). Попереднє визначення площі поверхні теплопередачі (задаючись орієнтовним значенням коефіцієнта теплопередачі), а також розрахункової довжини труб при обраному числі ходів теплоносія в трубному просторі.

7 Попереднє визначення діаметра корпусу (кожуха) для розміщення знайденого числа труб, визначення середньої швидкості течії іншого теплоносія в міжтрубному просторі з урахуванням характеру його руху (поздовжнього або поперечного набігання потоку).

8 Визначення режиму течії теплоносіїв у відповідних просторах і вибір необхідних критеріальних рівнянь для розрахунку окремих коефіцієнтів тепловіддачі у трубному й міжтрубному просторі.

9 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі на базі окремих коефіцієнтів тепловіддачі та термічних опорів багатопарової стінки.

10 Визначення розрахункової поверхні теплопередачі та вибір за стандартами теплообмінника, що враховує умови процесу, підходить за розмірами та за прийнятою конструктивною схемою.

11 Уточнення режимів течії теплоносіїв у трубному й міжтрубному просторі обраного теплообмінника, розрахунок окремих коефіцієнтів тепловіддачі та загального коефіцієнта теплопередачі, уточнення розрахункової поверхні теплопередачі.

12 Визначення остаточних виконавчих розмірів теплообмінника (числа та довжини труб, числа ходів, діаметра кожуха та ін.), розрахунок запасу поверхні теплопередачі (не менше 10%).

13 Розрахунок гідравлічних опорів трубного й міжтрубного простору. Якщо отримані значення гідравлічних опорів перевищують припустимі, варто змінити швидкість потоку середовища у відповідному просторі апарата, обчислити коефіцієнти тепловіддачі й теплопередачі, визначити необхідну площу поверхні теплообмінника з урахуванням змінених умов.

Як видно з викладеного, розрахунки поверхні теплопередачі й вибір теплообмінника виконуються методом послідовних наближень і тому є трудомісткими.

Для полегшення розрахунків поверхні теплопередачі розроблені програми з використанням ЕОМ [3, 17, 18, 28, 29, 33].

Визначення деяких величин, необхідних для розрахунку поверхні теплопередачі, наведено нижче.

**Розрахунок теплового навантаження апарата.** Теплове навантаження теплообмінника визначається на основі рівнянь теплового балансу (див. розділ 1.5) при постійній витраті теплоносіїв (без врахування теплопритоків зовні та теплових втрат) за залежністю

$$\begin{aligned} Q &= G_g c_{gc} (T_{нг} - T_{кг}) = G_x c_{xc} (T_{кх} - T_{нх}) = \\ &= G_g (i_{нг} - i_{кг}) = G_x (i_{кх} - i_{нх}), \end{aligned} \quad (7.22)$$

де  $G_g, G_x$  – масова витрата гарячого та холодного теплоносія відповідно, кг/с;  $T_{нг}, T_{кг}$  – початкова й кінцева температура гарячого теплоносія;  $T_{нх}, T_{кх}$  – початкова й кінцева температура холодного теплоносія;  $c_{gc}, c_{xc}$  – теплоємність гарячого й холодного теплоносія при середній температурі потоку відповідно, Дж/(кг·К);  $i_{нг}, i_{кг}$  – ентальпія гарячого теплоносія на вході та виході апарата відповідно;  $i_{нх}, i_{кх}$  – ентальпія холодного теплоносія на вході й виході апарата відповідно, Дж/кг.

**Середня рушійна сила** (середня різниця температур) процесу теплопередачі для протитечійного та прямотечійного руху теплоносіїв визначається за рівнянням (7.18).

**Визначення швидкості руху та режиму течії теплоносія.** При розрахунку числа труб в одному ході трубного пучка використовуються значення швидкості потоку теплоносія, що рекомендуються залежно від агрегатного стану теплоносія та тиску, при якому він надходить в апарат. Для газів, що надходять в апарат під тиском 0,15–1,0 МПа масову швидкість потоку, яка дорівнює  $w_m = w\rho$ , беруть в інтервалі  $w_m = 8\text{--}25$  кг/(м<sup>2</sup>·с) [14], що відповідає лінійній швидкості руху газів  $w = 5\text{--}15$  м/с, для тиску стисненого газу 5–20 МПа масову швидкість беруть в інтервалі  $w_m = 100\text{--}300$  кг/(м<sup>2</sup>·с) [14], що відповідає лінійній швидкості газу 3–10 м/с.

Для рідин середню лінійну швидкість в апаратах та трубопроводах беруть в інтервалі 1–2,5 м/с [33].

З урахуванням зазначеного, число труб в одному ході газового теплообмінника визначають за залежністю

$$n_m = \frac{V_g \cdot \rho_g}{0,785 d_{вн}^2 \cdot w_m}, \quad (7.23)$$

де  $V_g$  – об'ємна витрата газу за нормальних умов, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_g$  – густина газу за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>;  $d_{вн}$  – внутрішній діаметр трубок;  $w_m$  – масова швидкість потоку газу при робочих умовах процесу, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Для рідин, що протікають у трубному просторі теплообмінника, число труб визначають за формулою

$$n_m = \frac{G_{жс}}{0,785 d_{вн}^2 \cdot \rho_{жс} \cdot w_c}, \quad (7.24)$$

де  $G_{жс}$  – масова витрата рідини, кг/с;  $\rho_{жс}$  – густина рідини;  $w_c$  – середня швидкість течії рідини в трубах, м/с.

Якщо попередньо задати режим течії теплоносія у трубному просторі за допомогою числа Рейнольдса, то число труб можна визначити за допомогою залежності

$$n_m = G_c / 0,785 d_{вн} \cdot Re_c \mu_c, \quad (7.25)$$

де  $G_c$  – масова витрата теплоносія, кг/с;  $Re_c$  – число Рейнольдса для вибраного режиму течії;  $\mu_c$  – динамічна в'язкість середовища, Па·с.

Знайдене розрахунком число труб округляють до найближчого бажаного (стандартного) та визначають фактичну лінійну швидкість теплоносія в трубах за залежністю

$$w_{\phi} = G_c / 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot n_{\phi} \cdot \rho_c, \quad (7.26)$$

де  $n_{\phi}$  – прийняте число труб;  $\rho_c$  – густина середовища при робочих умовах (тиску та середній температурі), кг/м<sup>3</sup>.

Площа поперечного перерізу міжтрубного простору, у якому протікає газ (у розрахунку на один хід трубного пучка), розраховують за залежністю

$$f_{mn} = V_2 \cdot \rho_2 / w_{2m}, \quad (7.27)$$

відповідно швидкість поздовжнього обтікання трубного пучка у міжтрубному просторі визначають за залежністю

$$w_{mm} = w_{m2} / \rho_{c2} \cdot f_{mm}, \quad (7.28)$$

де  $V_2$  – об'ємна витрата газу в міжтрубному просторі за нормальних умов, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_2, \rho_{c2}$  – густина газу в міжтрубному просторі за нормальних та робочих умов процесу відповідно, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{m2}$  – прийнята масова швидкість потоку газу в міжтрубному просторі, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Якщо відоме загальне число труб, розміщених у корпусі теплообмінника при їх шаховому розташуванні, то внутрішній діаметр кожуха можна визначити за залежністю

$$D_{вн} = (0,785 \cdot 0,866 k_p \cdot n_{\phi} \cdot t^2)^{0,5}, \quad (7.29)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт заповнення трубних дощок трубами,  $k_p = 0,7 - 0,85$ ;  $t$  – крок розташування труб на трубній дошці, що беруть  $t = (1,2d_n + 2)$  мм;  $d_n$  – зовнішній діаметр труб,  $17 \leq d_n \leq 60$  мм.

Знайдені значення швидкостей руху теплоносіїв дозволяють визначити гідродинамічний режим їх течії в трубному й міжтрубному просторі та вибрати критеріальні рівняння, що рекомендовані для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі [33].

**Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі.** Розрахунок окремих коефіцієнтів тепловіддачі проводять залежно від гідродинамічного режиму течії потоку та характеру набігання потоку на поверхню теплообміну, при цьому використовують критеріальне рівняння типу (3.18)

$$Nu = A Re^m Pr_f^n (Pr_f / Pr_w)^p,$$

де  $Nu$  – число Нуссельта, що характеризує інтенсивність теплообміну на межі між теплоносієм і стінкою для відповідного потоку теплоносія,  $Nu = ad_s/\lambda_m$ ;  $d_s$  – еквівалентний діаметр каналу, у якому рухається теплоносій;  $\lambda_m$  – теплопровідність відповідного теплоносія;  $Re$  – число Рейнольдса, що визначає режим течії теплоносія у відповідному просторі,  $Re_i = w_i d_s \rho_i / \mu_i$ ;  $w_i$  – середня швидкість руху потоку теплоносія у відповідному просторі, м/с;  $\rho_i$ ,  $\mu_i$  – густина і в'язкість відповідного теплоносія при середній температурі;  $Pr$  – число Прандтля, що характеризує теплофізичні властивості відповідного теплоносія,  $Pr_f$ ,  $Pr_w$  – число Прандтля, розраховане для теплоносія з температурою у ядрі потоку та біля стінки відповідно,  $Pr = c_i \mu_i / \lambda_i$ ;  $Pr_f / Pr_w$  – відношення чисел Прандтля, що враховує зміну властивостей теплоносія та напрямок процесу тепловіддачі (при охолодженні – від ядра потоку до стінки, при нагріванні теплоносія – від стінки до ядра потоку).

Так, для турбулентного режиму течії потоку газу ( $Re > 10^4$ ) у прямих гладких трубах або при повздовжньому обтіканні пучка гладких труб найбільш часто використовують таке рівняння [33]:

$$Nu_i = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (7.30)$$

при поперечному обтіканні потоком шахового пучка труб використовують рівняння

$$Nu_i = 0,41 \varepsilon_\phi Re^{0,6} Pr^{0,33}. \quad (7.31)$$

Критеріальні рівняння для інших випадків конвективного теплообміну подані в розділі 3.7 та представлені у книгах [19, 24, 33, 36, 49].

Вирішивши критеріальне рівняння щодо числа Нуссельта, визначають окремий коефіцієнт тепловіддачі для відповідного теплоносія за формулою

$$\alpha_i = Nu_i \cdot \lambda_i / d_s. \quad (7.32)$$

Розв'язавши окремі коефіцієнти тепловіддачі для кожного з теплоносіїв, розраховують коефіцієнт теплопередачі для всього процесу.

**Визначення коефіцієнта теплопередачі для гладких та оребрених труб.** Коефіцієнт теплопередачі для теплообмінників із прямими гладкими трубами розраховують за рівнянням (7.15)

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_z) + (1/\alpha_x) + \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)},$$

де  $\alpha_z$ ,  $\alpha_x$  – окремі коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого та холодного теплоносія відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_i$  – товщина стінки труби та шарів відкладень на стінках із боку обох теплоносіїв;  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки й шарів відкладень.

З огляду на те, що в теплообмінниках використовують тонкостінні трубки з металів з високою теплопровідністю, можна знехтувати термічним опором незабруднених трубок.

Для інтенсифікації теплообміну з боку теплоносія, що має низькі значення коефіцієнта тепловіддачі та не забруднює поверхню теплообміну у міжтрубному просторі, звичайно застосовують трубки із зовнішнім оребренням. У цьому випадку коефіцієнт теплопередачі розраховують за спрощеною формулою [39]

$$k = 1 / \left[ \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_x \psi} \right], \quad (7.33)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт зовнішнього оребрення труб.

**Розрахункова поверхня теплопередачі.** Поверхня теплопередачі визначається на базі основного рівняння теплопередачі (7.2)

$$Q_n = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot F,$$

з якого знаходять розрахункову поверхню теплопередачі

$$F = Q_n / k \cdot \Delta t_{cp}, \quad (7.34)$$

де  $Q_n$  – тепловий потік (корисне теплове навантаження апарата), Вт;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{cp}$  – середня рушійна сила процесу теплопередачі, °С;  $F$  – розрахункова площа поверхні теплопередачі, м<sup>2</sup>.

На основі знайденої розрахункової поверхні за каталогами та довідниками [1, 51, 52, 58] вибирають найближчий теплообмінник з деяким запасом поверхні, що задовольняє умови процесу. У додатках наведені відомості щодо характеристик деяких теплообмінників.

Фактична (виконавча) поверхня теплопередачі пов'язана з конструктивними розмірами теплообмінника такими залежностями:

для теплообмінника із гладкими прямими трубами

$$F_p = \pi d_{cp} L \cdot n \cdot z; \quad (7.35)$$

для теплообмінника з оребреними трубами

$$F_p = \psi \pi d_n \cdot L \cdot n \cdot z, \quad (7.36)$$

де  $d_n, d_{cp}$  – зовнішній і середній діаметр гладкої труби відповідно;  $\psi$  – коефіцієнт оребрення труби, для прямих біметалічних труб з накатним оребренням  $\psi = 7,8; 9; 14,6$ ; для труб діаметром  $d_n = (6, 8, 12)$  мм із дроговим оребренням  $\psi = 2,31; 2,85; 2,96$  відповідно;  $L$  – довжина труби;  $n$  – число труб в одному ході теплообмінника;  $z$  – число ходів у трубному просторі теплообмінника.

Запас поверхні теплообміну (в %) визначають за формулою

$$\eta_m = \frac{(F - F_p) \cdot 100}{F_p}, \quad (7.37)$$

де  $F_p, F$  – розрахункова та виконавча (фактична) поверхня теплообміну теплообмінного апарата відповідно, м<sup>2</sup>.

Звичайно вдало підібрані теплообмінники мають запас поверхні  $\eta_m = 10 - 20$  %.

Розрахунок теплообмінників складних конструкцій (витих, конденсаторів і випарників) докладно викладено в літературі [14, 17, 28, 29].

**Задача 7.1** Визначити поверхню теплопередачі та підібрати регенеративний теплообмінник для охолодження природного газу, що подається на установку низькотемпературної абсорбції (HTA) [8]. Потік природного газу під тиском  $P=3,2$  МПа при початковій температурі  $t_{нт} = +22^\circ\text{C}$  з витратою  $V_0=50000$   $\text{нм}^3$  за годину охолоджується до температури  $t_{кр} = 0^\circ\text{C}$  зворотним потоком газу, що відводиться після абсорбції та має початкову температуру  $t_{нз} = -25^\circ\text{C}$ . Склад первинного потоку газу, що надходить, (% об'єм.): метану  $\text{CH}_4 - 76,4$ , етану  $\text{C}_2\text{H}_6 - 12,6$ , пропану  $\text{C}_3\text{H}_8 - 8,3$ , бутану  $\text{C}_4\text{H}_{10} -$  остача.

Після абсорбції, в результаті якої поглинаються етан  $C_e = 20$  %, пропан  $C_n = 90$  % та повністю бутан  $C_b = 1,0$ , зворотний потік газу (з початковою температурою  $t_{нз} = -25^\circ\text{C}$ ) використовується в теплообміннику як холодний теплоносій.

**Розв'язання. 1 А Матеріальний баланс процесу**

1 Визначимо об'ємну витрату початкової газової суміші при робочих умовах процесу (при тиску  $P=3,2$  МПа та середній температурі  $t_{ce} = (t_{не} + t_{кз})/2 = (22 - 0)/2 = 11^\circ\text{C}$ )

$$V_{p,t} = V_0 \frac{(273 + t_{ce})P_0}{273P} = \frac{50000}{3600} \cdot \frac{(273 + 11) \cdot 1,03}{273 \cdot 32} = 0,46506 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2 Визначимо об'ємну витрату компонентів первинного потоку природного газу (в розрахунку на нормальні умови):

$$\begin{aligned} \text{метану} \quad V_m &= V_0 y_m = (50000/3600) \cdot 0,764 = 10,611 \text{ нм}^3/\text{с}; \\ \text{етану} \quad V_e &= V_0 y_e = (50000/3600) \cdot 0,126 = 1,750 \text{ нм}^3/\text{с}; \\ \text{пропану} \quad V_n &= V_0 y_n = (50000/3600) \cdot 0,083 = 1,15278 \text{ нм}^3/\text{с}, \\ \text{бутану} \quad V_b &= V_0 y_b = (50000/3600) \cdot 0,027 = 0,375 \text{ нм}^3/\text{с}, \end{aligned}$$

де  $y_m, y_e, y_n, y_b$  – об'ємна частка метану, етану, пропану та бутану відповідно в початковій газовій суміші.

3 Визначимо масову витрату компонентів початкової газової суміші:

$$\begin{aligned} \text{метану} \quad G_m &= V_m \rho_{om} = 10,611 \cdot 0,72 = 7,640 \text{ кг/с}; \\ \text{етану} \quad G_e &= V_e \rho_{oe} = 1,750 \cdot 1,36 = 2,380 \text{ кг/с}; \\ \text{пропану} \quad G_n &= V_n \rho_{on} = 1,15278 \cdot 2,02 = 2,3286 \text{ кг/с}; \\ \text{бутану} \quad G_b &= V_b \rho_{ob} = 0,375 \cdot 2,673 = 1,0024 \text{ кг/с}, \end{aligned}$$

де  $\rho_{om}, \rho_{oe}, \rho_{on}, \rho_{ob}$  – густина метану, етану, пропану та бутану при нормальних умовах відповідно,  $\text{кг/м}^3$ .

Загальна масова витрата потоку газу, що надходить,  $G_{ne} = 13,351$   $\text{кг/с}$ .

Середня густина початкового потоку газової суміші  $\rho_{en} = 28,708$   $\text{кг/м}^3$ .

4 Визначимо масову витрату зворотного потоку газу з урахуванням ступеня поглинання компонентів газової суміші при абсорбції:

$$\begin{aligned} \text{метану} \quad G_{mз} &= V_{mз} \rho_{om} = 10,611 \cdot 0,72 = 7,640 \text{ кг/с}; \\ \text{етану} \quad G_{eз} &= (V_{eз} \rho_{oe}) \cdot (1 - C_{не}) = 1,750 \cdot 1,36 \cdot (1 - 0,2) = 1,904 \text{ кг/с}; \\ \text{пропану} \quad G_{nз} &= (V_{nз} \rho_{on}) \cdot (1 - C_{nb}) = 1,15278 \cdot 2,02 \cdot (1 - 0,9) = 0,23286 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Загальна масова витрата зворотного потоку газової суміші  $G_{zn} = 9,777$   $\text{кг/с}$ .

5 Визначимо густину компонентів зворотного потоку газової суміші при робочих умовах процесу (при тиску  $P = 3,2$  МПа та середній температурі  $t_{кз} = -8^\circ\text{C}$ ).

За формулою Клапейрона – Менделєєва  $\rho_{p,t} = \rho_0 \frac{T_0 P}{(T_0 + t) P_0}$  визначено:

$$\begin{aligned} \text{для метану} \quad \rho_{mз} &= 0,72 \cdot 273 \cdot 32 / (273 - 8) \cdot 1,03 = 23,0442 \text{ кг/м}^3; \\ \text{для етану} \quad \rho_{eз} &= 1,36 \cdot 273 \cdot 32 / (273 - 8) \cdot 1,03 = 43,528 \text{ кг/м}^3; \\ \text{для пропану} \quad \rho_{nз} &= 2,02 \cdot 273 \cdot 32 / (273 - 8) \cdot 1,03 = 64,652 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

6 Визначимо об'ємну витрату зворотного потоку газової суміші при робочих умовах процесу (тиску  $P = 3,2$  МПа та середній температурі  $t_{кз} = -8^\circ\text{C}$ )

$$\begin{aligned} V_{zn} &= V_{mз} + V_{eз} + V_{nз} = (G_{mз} / \rho_{mз}) + (G_{eз} / \rho_{eз}) + (G_{nз} / \rho_{nз}) = \\ &= 7,64 / 23,0442 + 1,904 / 43,528 + 0,23286 / 64,652 = 0,3789 \text{ м}^3/\text{с}, \end{aligned}$$

де  $\rho_{мз}$ ,  $\rho_{ез}$ ,  $\rho_{пз}$  – густина метану, етану та пропану відповідно у зворотному потоці газу при робочих умовах процесу.

Середня густина зворотного потоку газової суміші  $\rho_{зм} = 9,777/0,3789 = 25,803 \text{ кг/м}^3$ .

Склад компонентів та їх витрати щодо прямого і зворотного потоків газової суміші подані в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 – Матеріальний баланс процесу охолодження природного газу

Початковий потік газової суміші				Зворотний потік газової суміші			
Компо- нент	Об'ємна частка, $y_i$	Об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$	Масова витрата, $\text{кг/с}$	Компо- нент	Об'ємна частка, $y_i$	Об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$	Масова витрата, $\text{кг/с}$
$\text{CH}_4$	0,764	10,611	7,640	$\text{CH}_4$	0,87377	0,4156	7,640
$\text{C}_2\text{H}_6$	0,126	1,750	2,380	$\text{C}_2\text{H}_6$	0,11600	0,0555	1,904
$\text{C}_3\text{H}_8$	0,083	1,1528	2,3286	$\text{C}_3\text{H}_8$	0,01000	0,00485	0,23286
$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,027	0,3750	1,0024	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	–	–	–
Всього	1,000	13,889	13,3510	Всього	1,00	0,47595	9,77686

### Б Тепловий баланс процесу охолодження газу

7 Визначимо величину теплового навантаження охолоджувача природного газу (в розрахунку на початковий потік газу)

$$Q_{нз} = (t_{нз} - t_{кз}) \sum_i^n [G_i \cdot c_i] = (22 - 0)[7,640 \cdot 2230 + 2,38 \cdot 1730 + 2,3286 \cdot 1870 + 1,0024 \cdot 1920] = 27,4337 \cdot 10^3 \cdot 22 = 6,0354 \cdot 10^5 \text{ Вт},$$

де  $G_i$  – масова витрата компонентів газової суміші,  $\text{кг/с}$ ;  $c_i$  – теплоємність компонентів газової суміші,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ . Із табл. А.2 (див. додатки) знайдено ( $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ): для метану  $c_m = 2230$ , для етану  $c_e = 1730$ , для пропану  $c_n = 1870$ , для бутану  $c_b = 1920$ .

8 На базі рівняння теплового балансу визначимо кінцеву температуру зворотного потоку газової суміші

$$Q_{нз} = Q_{зз} = (7,640 \cdot 2230 + 1,904 \cdot 1730 + 0,23286 \cdot 1870)(t_{кз} - (-25)) = 20,7666 \cdot 10^3 (t_{кз} - (-25)) = 6,0354 \cdot 10^5.$$

Розрахувавши останнє рівняння щодо кінцевої температури зворотного потоку газової суміші, знайдено  $t_{кз} = 4,06 \text{ }^\circ\text{C}$ . Беремо  $t_{кз} = 4,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### В Попередній вибір теплообмінного апарату

Попередньо беремо горизонтальний протитечійний теплообмінник жорсткого типу, тому що різниця температур між теплоносіями не перевищує  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  [29].

9 Середньологарифмічна різниця температур між теплоносіями для цього випадку у відповідності до рівняння (7.18) дорівнює

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} \cdot \varepsilon_i = \frac{(0 - (-25)) - (22 - 6)}{\ln(0 - (-25)) / (22 - 6)} = 20,17 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_6$ ,  $\Delta t_m$  – більша та менша різниця температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника відповідно. Для протитечійного теплообмінника  $\varepsilon_i = 1,0$ .

10 Орієнтовно беремо коефіцієнт теплопередачі у теплообміннику на рівні  $k = 150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , тому що газова суміш знаходиться під тиском.

11 Орієнтовна поверхня теплопередачі згідно з рівнянням (7.34) дорівнює

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_c} = \frac{6,0354 \cdot 10^5}{150 \cdot 20,17} = 199,5 \text{ м}^2.$$

12 Таку поверхню теплопередачі мають теплообмінники з діаметром корпусу  $D_K = 800 \text{ мм}$  та довжиною труб  $L = (6 - 9) \text{ м}$  (див. додатки, табл. Б.1).

Для охолодження природного газу попередньо беремо горизонтальний теплообмінник жорсткого типу з трубами 25x2 мм, при цьому зворотний потік газу спрямуємо у трубний простір, а прямий потік газу – у міжтрубний простір.

### Г Уточнений розрахунок охолоджувача природного газу

13 Визначимо число труб, якщо допустити швидкість зворотного потоку газу усередині труб  $w_{zn} = 6$  м/с, при цьому отримали

$$n_T = \frac{V_{zn}}{0,785 d_g^2 w_{zn}} = \frac{0,3789}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 6} = 182,4 \text{ шт.}$$

14 Виберемо теплообмінник жорсткого типу двоходовий з загальним числом труб  $n_m = 442$  шт. (у одному ході число труб 221), з діаметром корпусу 800 мм, з установленими у міжтрубному просторі поперечними сегментними перегородками.

15 Фактична швидкість зворотного потоку газу у трубках

$$W_{zn} = V_{zn} / 0,785 d_g^2 n_m = 0,3789 / 0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 221 = 4,95 \text{ м/с.}$$

Визначимо режим течії зворотного потоку газу в трубках

$$Re_{zn} = W_{zn} d_g \rho_{zn} / \mu_{zn} = 4,95 \cdot 0,021 \cdot 25,803 / 11 \cdot 10^{-6} = 243838,$$

де  $\mu_{zn}$  – в'язкість зворотного потоку газу при середній температурі, визначена для метану як основного компонента газової суміші,  $\mu_{zn} = 11 \cdot 10^{-6}$  Па·с (див. рис. Б.3).

Режим течії зворотного потоку газу в трубках турбулентний.

16 Критеріальне рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі у трубному просторі при повздовжньому руху зворотного потоку газу має вигляд (формула 7.30)

$$Nu_x = 0,021 Re_{zn}^{0,8} Pr^{0,4} = 0,021 \cdot 243838^{0,8} \cdot 1^{0,4} = 428,4,$$

де  $Nu_x$  – число Нуссельта для зворотного потоку газової суміші, що рухається усередині труб;  $Pr$  – число Прандтля для газу, для багатоатомних газів  $Pr = 1,0$  [33].

17 Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до зворотного потоку газової суміші у трубному просторі за формулою (7.32)

$$\alpha_x = Nu_x \lambda / d_g = 428,4 \cdot 0,025 / 0,021 = 510 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності метану як основного компоненту газової суміші.

18 Для підвищення інтенсивності тепловіддачі у міжтрубному просторі треба встановити сегментні перегородки. Площа поперечного перерізу міжтрубного простору при установленні в ньому перегородок дорівнює  $F_{mnp} = 0,079 \text{ м}^2$  (див. табл. Б.1)

Швидкість руху прямого потоку газу при поперечному обтіканні труб у міжтрубному просторі

$$W_{mnp} = V_{nz} / F_{mnp} = 0,465 / 0,079 = 5,887 \text{ м/с,}$$

де  $V_{nz}$  – об'ємна витрата прямого потоку газу при умовах процесу  $V_{nz} = G_{nz} / \rho_{cn} = 13,351 / 28,708 = 0,465 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Еквівалентний діаметр каналів міжтрубного простору дорівнює

$$d_e = 4F_{mnp} / \Pi_{mnp} = 4 \cdot 0,079 / (0,8 + 442 \cdot 0,025) = 0,316 / 11,85 = 0,0267 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса для потоку газу в міжтрубному просторі (за наявності поперечних перегородок)

$$Re_{cn} = W_{mnp} d_e \rho_{cn} / \mu_{cn} = 5,887 \cdot 0,0267 \cdot 28,708 / 11,5 \cdot 10^{-6} = 392383,$$

де  $\mu_{cn}$  – в'язкість прямого потоку газу у міжтрубному просторі,  $\mu_{cn} = 11,5 \cdot 10^{-6}$  Па·с.

Режим течії прямого потоку газу у міжтрубному просторі турбулентний.

19 Критеріальне рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі у міжтрубному просторі при поперечному обтіканні шахматного пучка труб газом має вигляд (формула 7.31) [49, с.562]

$$Nu_z = 0,41 \varepsilon_\varphi Re_{cn}^{0,6} Pr^{0,33} = 0,41 \cdot 0,6 \cdot 392383^{0,6} \cdot 1^{0,33} = 558,6,$$

де  $\varepsilon_\varphi$  – коефіцієнт, що враховує кут атаки потоку, рекомендовано брати  $\varepsilon_\varphi = 0,6$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до труб у міжтрубному просторі

$$\alpha_z = Nu_z \lambda / d_e = 558,6 \cdot 0,025 / 0,0267 = 523 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

20 Коефіцієнт теплопередачі від прямого потоку газу, що рухається у міжтрубному просторі, до зворотного потоку газу, що рухається у трубках, дорівнює

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{1}{\frac{1}{523} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{510}} = 255,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

21 Середню різницю температур між теплоносіями для двоходового теплообмінного апарата з поперечним обтіканням труб газом визначимо за формулою (7.18)

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \left[ \frac{\Delta t_{\theta} + \Delta t_m + A}{\Delta t_{\theta} + \Delta t_m - A} \right]},$$

де  $A$  – середньозважена величина перепаду температур для обох теплоносіїв,

$A = \sqrt{\Delta t_z^2 + \Delta t_x^2}$ ;  $\Delta t_z$  – різниця температур для гарячого теплоносія,  $\Delta t_z = t_{нз} - t_{кз}$ ;  $\Delta t_x$  – різниця температур для холодного теплоносія,  $\Delta t_x = t_{кх} - t_{нх}$ ;  $\Delta t_{\theta}$  – більша різниця температур між теплоносіями;  $\Delta t_m$  – менша різниця температур між теплоносіями.

За проведеними розрахунками визначено

$$A = \sqrt{(22)_z^2 + (29,1)_x^2} = 36,48; \quad \Delta t_{\theta} = 25^{\circ}\text{C}; \quad \Delta t_m = 18^{\circ}\text{C}; \quad \Delta t_{cp} = 14,5^{\circ}.$$

22 Розрахункова поверхня теплопередачі газового охолоджувача при встановленні поперечних перегородок у міжтрубному просторі

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_c} = \frac{6,0354 \cdot 10^5}{255,3 \cdot 14,6} = 162 \text{ м}^2.$$

Вибираємо теплообмінник з поверхнею  $F_{\phi} = 208 \text{ м}^2$  з довжиною труб  $L = 6\text{ м}$  (див. додатки, табл. Б.1).

Запас поверхні становить

$$\eta_n = 100(F_{\phi} - F_p)/F_p = 100(208 - 162)/162 = 28,4 \%, \text{ що цілком достатньо.}$$

**Відповідь:** як охолоджувач природного газу вибрано двоходовий теплообмінник жорсткого типу загальною площею  $F_{\phi} = 208 \text{ м}^2$ , діаметр корпусу  $D_k = 800 \text{ мм}$ , загальне число труб  $n_m = 442$  шт діаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  та довжиною  $L = 6 \text{ м}$ .

## 7.5 Розрахунок теплової ізоляції теплообмінних апаратів

Для економії теплової енергії, зниження теплового забруднення атмосфери та зменшення втрат тепла теплообмінні апарати, що мають температуру кожуха на  $20 - 50^{\circ}\text{C}$  більше температури навколишнього середовища, потрібно захищати тепловою ізоляцією. Теплову ізоляцію звичайно влаштовують також у теплообмінних апаратах холодильних установок, щоб уникнути припливу тепла з навколишнього середовища, що також збільшує витрату енергії при проведенні процесів.

*Тепловою ізоляцією* називають додатковий захисний шар зі спеціальних матеріалів з низьким коефіцієнтом теплопровідності, що закріплюють на зовнішній поверхні кожуха теплообмінного апарата. При високій температурі теплоносія з метою захисту стінки від впливу температури іноді теплоізоляцію організовують усередині корпусу апарата у вигляді мурування з вогнетривкої цегли.

Як теплову ізоляцію використовують спеціальні матеріали з низьким коефіцієнтом теплопровідності з таким розрахунком, щоб в інтервалі температур  $50 - 150^{\circ}\text{C}$  коефіцієнт теплопровідності матеріалу

не перевищував 0,2 Вт/(м·К). У звичайних теплообмінних апаратах як теплоізоляційні матеріали застосовують азбестову тканину, шнури та листи з азбесту, шкаралупи та мати з мінеральної вати, скловати й шлаковати, тканини зі скловолокна та багато інших.

У високотемпературних апаратах застосовують обкладку корпусів діатомітовою цеглою. В апаратах холодильних установок використовують теплоізоляцію, насипну порошкову із кремнезему, окисів магнію та алюмінію, порошково-вакуумну, багатошарово-вакуумну та багатошарову екранно-вакуумну.

Практично для теплоізоляції нагрітих апаратів застосовують ізоляцію двошарову, що складається із внутрішнього шару теплоізоляційного матеріалу та захисного кожуха, що захищає внутрішній шар від впливу вологи й знижує теплове випромінювання. Загальна товщина шару ізоляції становить 20 – 100 мм залежно від температури поверхні корпусу. Гарна теплоізоляція забезпечує не більше 3–5% втрат тепла від величини теплового потоку, що виділяється неізольованою стінкою в навколишнє середовище.

Товщину шару теплової ізоляції розраховують на основі рівняння теплопровідності, при цьому

$$\delta_{из} = \frac{\lambda_{из}(t_1 - t_{ни})}{\alpha_k(t_{ни} - t_o)}, \quad (7.38)$$

де  $\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу;  $t_1, t_0$  – температура гарячої стінки й навколишнього середовища відповідно;  $t_{ни}$  – температура зовнішнього шару ізоляції, звичайно для апаратів усередині цеху беруть  $t_{ни} = 40 - 50^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього шару теплоізоляції в навколишній простір.

При розрахунку теплових втрат апаратами, які перебувають у закритих приміщеннях і мають температуру зовнішньої стінки в інтервалі  $t_{cmn} = (50-350)^\circ\text{C}$ , величину загального коефіцієнта тепловіддачі рекомендовано [19, с. 311; 49] визначати за формулою

$$\alpha_{об} = 9,3 + 0,058t_{cmn}. \quad (7.39)$$

Товщину теплової ізоляції трубопроводів, у яких рухається гарячий теплоносій, можна визначити (з похибкою 3–5%) за такою залежністю [49, с.603]:

$$\delta_u = 2,8d_n^{1,2}\lambda_u^{1,35}t_{d_n}^{1,3}/q_l^{1,5}, \quad (7.40)$$

де  $\delta_i$  – товщина шару теплової ізоляції, мм;  $d_n$  – зовнішній діаметр неізольованого трубопроводу, мм;  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{d_n}$  – температура зовнішньої поверхні стінки неізольованого трубопроводу, °С;  $q_l$  – теплові втрати з 1 м довжини трубопроводу, які залежать від діаметра трубопроводу та температури гарячого теплоносія,  $q_l = \alpha \pi d_e(t_e - t_c)$ , Вт/м;  $\alpha$  – коефіцієнт

тепловіддачі для гарячого теплоносія;  $d_6$  – зовнішній діаметр ізолюваного трубопроводу, м;  $t_z, t_c$  – температура гарячого теплоносія та стінки трубопроводу відповідно, К.

Норми теплових втрат на 1 м довжини трубопроводу можна визначити за таблицями [49, с.605 ].

Для теплообмінних апаратів, що установлені на відкритих площадках, температуру навколишнього середовища беруть як середню для зимового періоду часу в даній місцевості, зокрема для України вона становить мінус (6 – 8) °С.

Вибір типу теплоізоляційного матеріалу та його витрату визначають на основі оптимізаційних розрахунків найменших затрат коштів на проведення теплового захисту з урахуванням основної задачі (зниження втрат тепла або теплопритоків ззовні), а також розміщення теплообмінного апарата (у приміщенні або на відкритих площадках).

### ***Запитання та вправи для самоконтролю***

- 1 Що характеризує процес теплопередачі та чим він відрізняється від процесу тепловіддачі?*
- 2 Запишіть основне рівняння процесу теплопередачі, поясніть фізичний зміст величин, які входять до нього.*
- 3 Що характеризує коефіцієнт теплопередачі, від яких факторів процесу він залежить?*
- 4 Як залежить коефіцієнт теплопередачі від окремих коефіцієнтів тепловіддачі та термічного опору стінки?*
- 5 Яким чином можна підвищити величину коефіцієнта теплопередачі та яких переваг процесу при цьому досягають?*
- 6 Які види відносного руху теплоносіїв використовують у теплообмінниках?*
- 7 Як розрахувати середню рушійну силу процесу теплопередачі?*
- 8 Як розрахувати температуру стінки в процесі теплопередачі?*
- 9 Як розрахувати теплове навантаження теплообмінного апарата?*
- 10 Як визначити число труб для теплоносія, що рухається в трубах?*
- 11 Як визначити розрахункову поверхню теплообмінника?*
- 12 Як визначити фактичну поверхню теплообмінника із гладкими та ребреними трубами?*
- 13 Як розрахувати товщину шару теплової ізоляції у теплообміннику?*

*Коли перераховані ... операції  
проводяться по декілька разів у  
взаємному зв'язку, то вся серія  
їх отримує назву процесу.*

*М.В. Ломоносов*

## **ЧАСТИНА ДРУГА**

### **ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ ТА УСТАНОВКИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ТЕПЛО**

## ЗМІСТ

<b>Розділ 8</b>	<b>Сучасні конструкції теплообмінного обладнання.....</b>	<b>99</b>
8.1	Класифікація теплообмінного обладнання .....	99
8.2	Теплообмінники, що виготовлені з гладких труб.....	101
8.3	Теплообмінні апарати з оребреними трубами.....	114
8.4	Апарати повітряного охолодження.....	116
8.5	Теплообмінники, що виготовляють з листів.....	118
8.6	Регенеративні теплообмінні апарати.....	122
8.7	Контактні (змішувальні) теплообмінники.....	124
<b>Розділ 9</b>	<b>Трубчасті печі, типи та будова, технологічний розрахунок печі....</b>	<b>128</b>
9.1	Використання печей у хімічній і нафтопереробній промисловості.....	128
9.2	Типи і характеристики промислових печей, застосовуваних в основній хімічній промисловості.....	129
9.3	Будова і принцип роботи трубчастої печі.....	131
9.4	Класифікація і типи трубчастих печей нафтопереробної промисловості.....	132
9.5	Основні показники роботи трубчастих печей.....	135
9.6	Спалювання палива та об'єм продуктів горіння.....	136
9.7	Тепловий баланс трубчастої печі і витрата палива.....	142
9.8	Закономірності тепловіддачі в камерах трубчастих печей.....	144
9.9	Послідовність теплового розрахунку трубчастої печі.....	146
<b>Розділ 10</b>	<b>Випарювання розчинів, розрахунок випарних апаратів і установок.....</b>	<b>148</b>
10.1	Загальна характеристика процесу випарювання.....	148
10.2	Фізико-хімічна сутність процесу випарювання.....	150
10.3	Деякі властивості водно-сольових розчинів.....	152
10.4	Температурні втрати і температура кипіння водно-сольових розчинів.....	156
10.5	Технологічний розрахунок однокорпусної установки .....	159
10.5.1	Матеріальні баланси однокорпусної випарки.....	161
10.5.2	Тепловий баланс однокорпусної випарки.....	162
10.5.3	Загальна і корисна різниця температур.....	164
10.6	Визначення поверхні трубчатки грюючої камери.....	164
10.7	Визначення основних конструктивних розмірів випарного апарата.....	165
10.8	Багатокорпусні випарні установки.....	170
10.9	Технологічний розрахунок багатокорпусної випарки.....	174
10.10	Розподіл корисної різниці температур у корпусах БКВУ.....	177
10.11	Вибір оптимального числа корпусів БКВУ.....	178
10.12	Випарні установки з тепловим насосом.....	179
10.13	Випарні установки адіабатного випарювання.....	181
10.14	Алгоритм розрахунку багатокорпусної випарки .....	183
<b>Розділ 11</b>	<b>Сучасні конструкції випарних апаратів.....</b>	<b>193</b>
11.1	Класифікація випарних апаратів (ВА) .....	193
11.2	Випарні апарати із природною циркуляцією розчину.....	193
11.3	Випарні апарати із примусовою циркуляцією розчину.....	197
11.4	Плівкові випарні апарати.....	200
11.5	Випарні апарати заглибного горіння.....	201
<b>Розділ 12</b>	<b>Холодильні установки для одержання низьких температур.....</b>	<b>205</b>
12.1	Фізичні основи процесів одержання низьких температур.....	205
12.2	Термодинамічні основи одержання помірного холоду.....	206
12.3	Схеми і цикли парокомпресорних холодильних машин.....	208
12.4	Схема і цикл каскадної холодильної установки .....	213
12.5	Термодинамічні основи одержання глибокого холоду.....	215
12.6	Холодильні установки і цикли глибокого охолодження.....	218
12.7	Цикли, що об'єднують дроселювання і детандування стисненого газу.....	220
	<b>Список літератури .....</b>	<b>229</b>

### 8.1 Класифікація теплообмінного обладнання

*Теплообмінним* називають обладнання, у якому проходять процеси обміну теплотою між двома теплоносіями. Теплообмінне обладнання класифікують за такими основними ознаками [3, 21, 29, 44].

**За функціональними ознаками** (за способом передачі теплоти) розрізняють поверхневі та контактні теплообмінники.

*У поверхневих теплообмінниках* теплоносії розділені стінкою та обмінюються теплом через поверхню теплообміну. Поверхневі теплообмінники бувають двох типів: рекуперативні та регенеративні.

**У рекуперативних теплообмінних апаратах (ТА)** теплоносії одночасно рухаються по різні сторони поверхні теплопередачі та обмінюються теплом через роздільну стінку. Цей вид теплообмінного обладнання є основним, що застосовується у хімічній, газо- і нафтопереробній, енергетичній та інших галузях промисловості.

**У регенеративних теплообмінниках** теплообмінна поверхня по черзі обмивається спочатку гарячим, а потім холодним теплоносієм, тому регенеративні теплообмінники працюють циклічно. Спочатку в апарат подається гарячий теплоносій, який контактує з розвинутою теплообмінною поверхнею – насадкою з великою масою, при цьому відбувається її розігрівання до заданої температури та накопичення певного запасу тепла. Через деякий проміжок часу відбувається автоматичне перемикавання регульовальних клапанів і в апарат надходить холодний теплоносій, що контактує з нагрітою поверхнею насадки, сам нагрівається та одночасно прохолоджує поверхню теплообміну. Після цього знову відбувається переключення клапанів та в апарат подається гарячий теплоносій. Як правило, в регенеративних теплообмінниках відбувається теплообмін між газовими теплоносіями. Регенеративні теплообмінники знайшли широке застосування в газорозділюючих установках, а також у металургійній промисловості.

*У контактних* теплообмінниках теплоперенесення відбувається в результаті безпосереднього контакту потоків гарячого та холодного теплоносіїв. У контактних теплообмінниках теплоносії, як правило, взаємодіють у різних фазових станах (газ – рідина, пара – рідина, газ – тверді частинки та ін.), процеси теплообміну можуть проходити як без зміни, так і зі зміною агрегатного стану середовищ.

**За цільовим технологічним призначенням** (основним завданнями ТА) розрізняють такі рекуперативні теплообмінники: власне тепло-

обмінники; підігрівники; холодильники; охолоджувачі-конденсатори; конденсатори; випарники; випарники-конденсатори та ін. [46, 61].

Технологічне призначення кожухотрубчастих теплообмінників звичайно відображене в умовних позначеннях, при цьому застосовують такі буквені індекси: И – випарник; К – конденсатор; Т – теплообмінник; Х – холодильник [52, 58].

У власне теплообмінниках обидва процеси (нагрівання та охолодження середовищ) є однаково важливими для технологічного процесу.

У підігрівниках основним завданням процесу є нагрівання холодного теплоносія до потрібної температури.

Холодильники в основному призначені для охолодження робочих середовищ, у холодильниках-конденсаторах одночасно з охолодженням відбувається часткова або повна конденсація теплоносія.

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

У випарниках основним завданням процесу є випарювання робочого середовища (холодного теплоносія) і переведення його з рідкого стану в паровий (або газовий) стан за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного, що кипить та випаровується.

У випарниках-конденсаторах по обидві сторони поверхні теплопередачі теплоносії змінюють свій агрегатний стан, у той час як гарячий теплоносіє віддає тепло та конденсується, інший холодний теплоносіє по іншу сторону поверхні нагрівається та випаровується.

У залежності від агрегатного стану теплоносіїв розрізняють такі ТА: без зміни агрегатного стану обох теплоносіїв (газо – газові, газо – рідинні, рідинно-рідинні холодильники та підігрівачі); зі зміною агрегатного стану одного з теплоносіїв (підігрівник-випарник, конденсатор-підігрівник, холодильник-конденсатор та ін.); зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв (конденсатор-випарювач).

За способом утворення теплообмінної поверхні розрізняють: апарати, виготовлені із труб (трубні, кожухотрубчасті, змійовикові, кручені та ін.); теплообмінні апарати, виготовлені з листового прокату (пластинчасті, спіральні, ламельні та ін.) [11, 14, 19, 36, 46].

За орієнтацією теплообмінної поверхні розрізняють вертикальні (В), горизонтальні (Г) та похилі ТА.

За способом компенсації температурних подовжень ТА бувають: без компенсації – жорсткої конструкції; з компенсацією пружним елементом – напівжорсткої конструкції; з компенсацією в результаті вільних подовжень – нежорсткої конструкції.

Наявність конструктивних пристроїв для компенсації температурних подовжень відбито в умовних позначеннях типу теплообмінника такими індексами: ИУ – випарник з U-подібними трубками; ТН –

теплообмінник з нерухомими трубними дошками; ТП – теплообмінник із плаваючою голівкою; ХК – холодильник з температурним компенсатором на корпусі.

Окремі види теплообмінного обладнання мають додаткові класифікаційні ознаки.

## 8.2 Теплообмінники, що виготовлені із гладких труб

**Кожухотрубні теплообмінники** із гладких труб одержали найбільше поширення в промисловості та становлять до 70% усього теплообмінного обладнання, хоча останнім часом спостерігається тенденція щодо часткового витіснення їх апаратами повітряного охолодження (АПО) та пластинчасто-ребристими теплообмінниками. Широке використання кожухотрубчастих теплообмінників обумовлене їх налагодженим виробництвом машинобудівними заводами з різних конструкційних матеріалів, можливістю застосування для різних середовищ у широкому діапазоні робочого тиску та температур, уніфікацією й стандартизацією, надійністю в роботі та у великому виробничому досвіді їхньої експлуатації.

Кожухотрубний теплообмінник являє собою апарат, складений з пучка гладких або оребрених труб, герметично закріплених у трубних дошках, а потім вмонтованого в кожух – корпус.

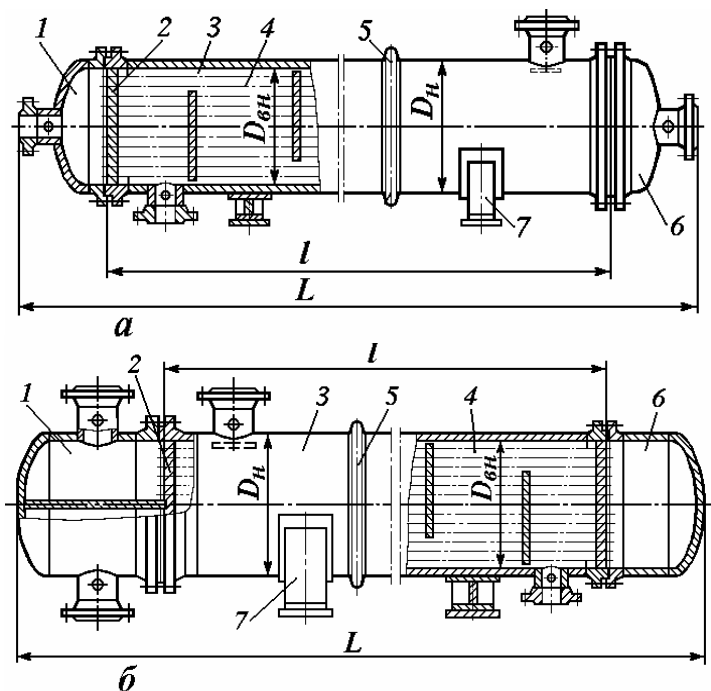
Стандартизовані кожухотрубні теплообмінники виготовляються машинобудівними заводами з поверхнею 1–1500 м<sup>2</sup>, розраховані на робочий тиск від вакууму до 10 МПа та для широкого діапазону температур від мінус 70 до +540°C, вони виготовляються з вуглецевих, корозійностійких, високолегованих та двошарових (біметалічних) сталей [27, 31, 51, 61], а також з кольорових металів та їхніх сплавів.

Залежно від способу компенсації температурних подовжень корпусу та трубчатки теплообмінні апарати бувають: жорсткої конструкції типу ТН – з нерухомими трубними дошками (твердий кожух і нерухоме кріплення трубних дошок); напівжорсткої конструкції типу ТК – з температурним компенсатором на корпусі (напівжорсткий кожух та нерухоме кріплення трубних дошок); нежорсткої конструкції типу ТП – з температурним компенсатором у вигляді плаваючої голівки (твердий кожух, нерухоме кріплення однієї трубної дошки та вільне переміщення іншої); типу ТУ – з U-подібними теплообмінними трубами (твердим кріпленням однієї трубної дошки і вільним переміщенням пучка U-подібних труб).

**Кожухотрубчасті теплообмінники та холодильники.** Деякі типи горизонтальних теплообмінників – підігрівників і холодильників напівжорсткої конструкції наведені на рис. 8.1.

Кожухотрубчасті теплообмінники горизонтальні жорсткої конструкції типу ТН або напівжорсткої конструкції з температурним компенсатором на корпусі типу ТК (див. рис. 8.1 а) використовують для нагрівання та (або) охолодження газів і рідин – теплоносіїв, що перебувають

під тиском 0,6–4,0 МПа та не змінюють свого агрегатного стану. Такі теплообмінники бувають одноходовими щодо трубного та міжтрубного простору, або багатоходовими щодо трубного та міжтрубного простору (рис. 8.1 б), з нерухожими трубними дошками, їх виготовляють із діаметром кожуха від 400 до 1200 мм із гладких теплообмінних труб діаметром 20x2 або 25x2 мм та довжиною від 2 до 9 м, із загальною площею поверхні теплообміну від 17 до 961 м<sup>2</sup> [52].



**Рисунок 8.1 – Кожухотрубні горизонтальні теплообмінники напівжорсткої конструкції багатоходові у трубному просторі:**

а – одноходовий у трубному просторі; б – багатоходовий у трубному та міжтрубному просторі з двома еліптичними кришками;

- 1 – розподільна камера; 2 – трубна дошка; 3 – корпус – кожух; 4 – трубчатка;
- 5 – компенсатор температурний; 6 – кришка; 7 – опора

Кожухотрубні теплообмінники вертикальні або горизонтальні напівжорсткої конструкції, багатоходові у трубному та міжтрубному просторі, з еліптичними (див. рис. 8.1 б) або плоскими кришками застосовують для нагрівання або охолодження теплоносіїв, що перебувають під тиском 0,6–4 МПа. Апарати виготовляють із внутрішнім діаметром корпуса 325–1200 мм і довжиною труб 1500–9000 мм, площа поверхні щодо діаметра труб становить від 6,5 до 937 м<sup>2</sup> [52].

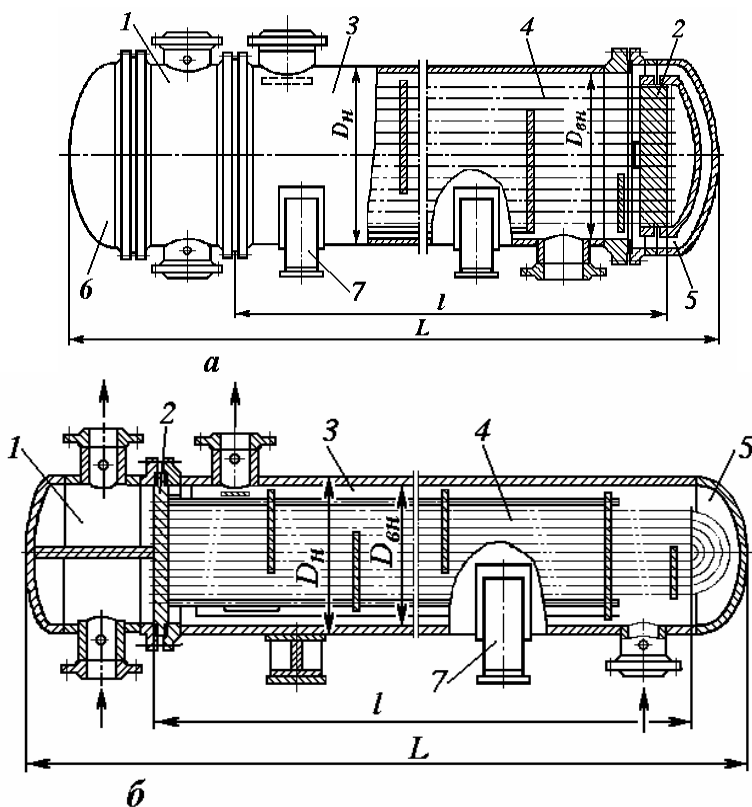
Труби в кожухотрубних теплообмінниках розміщують у трубних дошках у вершинах квадратів (коридорне розміщення) або у вершинах рівностороннього трикутника (шахове розміщення) із кроком, що дорівнює 1,25-1,5 зовнішнього діаметра труб, та закріплюють у трубних дошках розвальцьовуванням, приварюванням та пайкою. Найбільш компактним є трубний пучок із шаховим розміщенням труб. З урахуванням властивостей середовища застосовують сталеві безшовні труби зі сталі марок 10 та 20; для агресивних середовищ використовують труби з легованих сталей, алюмінію і його сплавів, титанових сплавів, латуні, міді та інших матеріалів.

У розподільній камері багатоходових теплообмінників установлюють перегородки, що дозволяють організувати розподіл потоку теплоносія в трубах залежно від числа ходів. Один хід охоплює певне число труб, усередині яких теплоносій рухається в одному напрямку від розподільної камери однієї трубної дошки до іншої розподільної камери. Після проходження одного ходу рідина (газ) розвертається у порожнині протилежної розподільної камери і рухається у трубках до першої камери, потім процес повторюється. Від числа перегородок у розподільних камерах залежить число ходів теплоносія в трубному просторі, теплообмінники зазначеного типу, як правило, виготовляють із числом ходів від 2 до 8 [3, 52], окремі конструкції теплообмінників виготовляють з числом ходів до 28 [15]. При виготовленні розподільної камери перегородки приварюють або відливають як одне ціле із кришками. У трубних дошках, що прилягають до перегородок, виконують напрямні пази, у які входять перегородки разом з ущільнювальними прокладками. Трубні дошки в теплообмінниках жорсткої й напівжорсткої конструкції з'єднують з корпусом нерухомо зварюванням або закріплюють у міжфланцевих з'єднаннях. У міжтрубному просторі для організації поперечного обтікання пучка труб, а також для фіксації труб з метою запобігання їхньому зсуву, прогину та вібрації установлюють односторонні або двосторонні поперечні перегородки сегментного типу або типу диск – кільце. Для підвищення жорсткості трубного пучка та дистанціювання поперечних перегородок установлюють систему стяжних прогоничів, труб та розпірок.

Як правило, в трубний простір спрямовують теплоносій, що може утворювати відкладення, які видаляють періодично при чищенні. Теплоносій, який у процесі теплообміну охолоджується і його густина збільшується, спрямовуються зверху вниз, теплоносій, що нагрівається, відповідно рекомендується направляти знизу нагору.

Кожухотрубчасті теплообмінники нежорсткої конструкції (див. рис. 8.2) застосовують, якщо виникає потреба компенсувати великі температурні подовження трубчатки при перепаді температур між теплоносіями більше ніж за 50°C, при цьому корпус і трубчатка мають можливість вільно переміщуватися відносно один одного [19, 36, 52].

Теплообмінники горизонтальні із плаваючою голівкою типу ТП (див. рис. 8.2 а) призначені для роботи під тиском 1,6–6,3 МПа, їх виготовляють із внутрішнім діаметром корпуса 325–1400 мм при довжині труб 3000–9000 мм, із числом ходів у трубному просторі 2 або 4, з поверхнею теплообміну 10–1200 м<sup>2</sup>. Теплообмінники двоходові внутрішнім діаметром корпуса 300–500 мм і довжиною труб 3000 або 6000 мм можуть бути виготовлені для роботи у вертикальному положенні. Горизонтальні теплообмінники укладають у дві сідлоподібні опори 7.



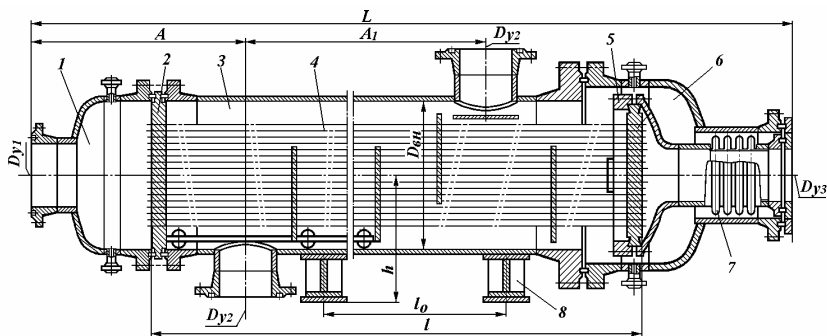
**Рисунок 8.2 – Кожухотрубні теплообмінники нежорсткої конструкції:**

- а – з плаваючою голівкою (типу ТП); б – з U-подібними трубками (типу ТУ);  
 1 – розподільна камера; 2 – трубна дошка; 3 – корпус; 4 – трубчатка;  
 5 – кришка задня; 6 – кришка передня; 7 – опора-лапа

Кожухотрубчасті двоходові теплообмінники з U-подібними трубами типу ТУ (див. рис. 8.2 б) виготовляють із внутрішнім діаметром кожуха 400–1400 мм і довжиною труб 3000, 6000 та 9000 мм, поверхня теплопередачі щодо зовнішнього діаметра труб становить від 26 до

1370 м<sup>2</sup>. Апарат має одну трубну дошку, закріплену у фланцевому з'єднанні, що дозволяє періодично витягати трубчатку із корпуса для оглядів, очищення та ремонту. При очищенні та ремонті для полегшення витягування трубчатки з міжтрубного простору в нижній частині трубчатки передбачені полозки. Основним недоліком теплообмінників з U-подібними трубами є труднощі очищення внутрішньої поверхні труб, тому їх застосовують у процесах теплообміну з використанням чистих теплоносіїв.

Для роботи при підвищених температурах у діапазоні температур 0–540°С і тиску 4–10 МПа використовують теплообмінні апарати із хвилястим (сильфонним) компенсатором (див. рис. 8.3) [58].



**Рисунок 8.3 – Кожухотрубний теплообмінник нежорсткої конструкції з хвилястим (сильфонним) компенсатором:**

1 – розподільна камера; 2 – трубна дошка; 3 – корпус; 4 – трубчатка; 5 – плаваюча голівка; 6 – кришка задня; 7 – сильфонний компенсатор; 8 – опора

Температурні подовження трубчатки компенсують за допомогою хвилястого (сильфонного) компенсатора, розміщеного усередині корпуса та встановленого на трубопроводі, у якому із трубного простору відводиться теплоносій. Така конструкція вузла компенсації температурних подовжень є компактною, а головне розвантаженою від дії підвищеного тиску, тому що на хвилястий компенсатор діє тиск із двох боків: зовнішній тиск із боку теплоносія в міжтрубному просторі та внутрішній тиск із боку теплоносія, що проходить у трубному пучку. У теплообміннику використовують багатохвилястий компенсатор, виготовлений зі штампованих напівлінз із тонколистового металу. Такі теплообмінники виготовляють із діаметром кожуха 800–1300 мм, довжиною труб 6000 та 9000 мм, із площею поверхні теплообміну від 178 до 1088 м<sup>2</sup> [58].

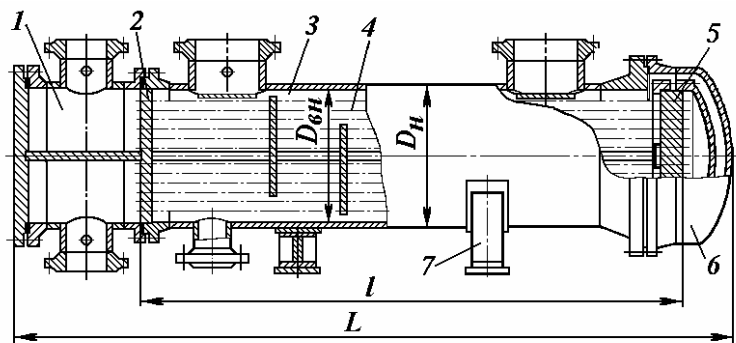
На зовнішній поверхні трубчатки встановлені перегородки або опорні пластини, що надають жорсткості конструкції, а також сприяють інтенсифікації теплообміну у міжтрубному просторі при поперечному набіганні потоку теплоносія на поверхню пучка труб. У нижній частині трубчатки

розміщується роликів опора платформа, що полегшує витягування та встановлення трубчаткі при проведенні ремонтних робіт.

**Теплообмінники – конденсатори та випарники.** Теплообмінники – конденсатори широко використовують у хімічних і нафтохімічних технологічних установках як для скраплення пароподібних теплоносіїв та окремих компонентів газової суміші при її охолодженні, так і при нагріванні теплоносіїв при конденсації водяної пари.

Широко використовують конденсатори горизонтального або вертикального типу з конденсацією теплоносія в трубному або міжтрубному просторі, перевагу віддають вертикальним апаратам. Вибір того або іншого типу конденсатора визначається умовами роботи, параметрами й фізико-хімічними властивостями теплоносіїв.

На рис. 8.4 показано пристрій стандартного кожухотрубчатого горизонтального багатоходового конденсатора із плаваючою голівкою (типу ПП), що виготовляється із труб діаметром 20 та 25 мм й довжиною 6000 мм, розміщених у кожусі з внутрішнім діаметром 600–1400 мм при числі ходів 2, 4 й 6 у трубному просторі із загальною поверхнею тепло-передачі від 87 до 798 м<sup>2</sup>. Такі ТА використовують при тиску середовища в кожусі 1–2,5 МПа та при тиску середовища у трубах до 1 МПа.



**Рисунок 8.4 – Кожухотрубний горизонтальний багатоходовий конденсатор з плаваючою голівкою (типу ПП), рознімною камерою та плоским днищем:**

1 – камера розподільна; 2 – трубна дошка; 3 – корпус; 4 – трубчатка; 5 – плаваюча голівка; 6 – кришка; 7 – опора

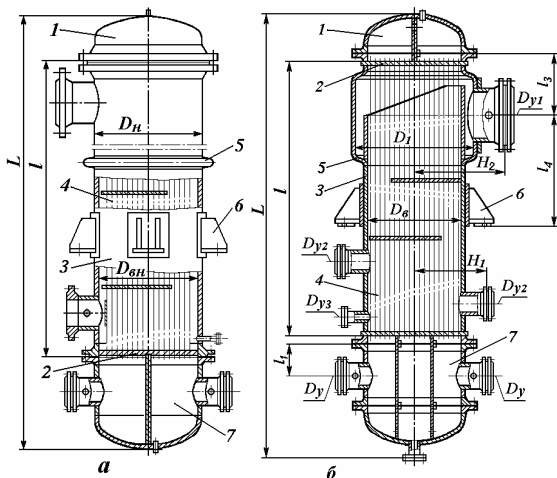
Ліва трубна дошка закріплена між фланцями корпусу та розподільної камери, закритою плоскою кришкою.

Права трубна дошка закрита еліптичною кришкою та вільно переміщується у міжтрубному просторі, утворюючи плаваючу голівку, потім корпус закривають кришкою та ущільнюють за допомогою фланцевого з'єднання. У таких конденсаторах холодний теплоносіє спрямовують у трубний простір, що полегшує періодичне очищення труб від забруднення. У вакуумних конденсаторах і конденсаторах, що вико-

ристовуюють як гарячий теплоносії насичену водяну пару, її спрямовують у міжтрубний простір.

При конденсації багатокомпонентних газових сумішей, що надходять з підвищеним тиском та містять компоненти, що викликають корозію й потребують постійного контролю отримуваного конденсату, варто спрямовувати газ у трубний простір, що дозволить знизити витрату корозійностійких матеріалів, знизити експлуатаційні витрати й подовжити строк роботи обладнання. Теплоносії, що може утворити відкладення на теплообмінній поверхні, також спрямовують у трубний простір, тим самим забезпечується можливість періодичного очищення внутрішньої поверхні труб.

Більш інтенсивний теплообмін досягається у вертикальних конденсаторах (див. рис. 8.5 а, б), у яких подавана зверху в міжтрубний простір пара конденсується на зовнішній поверхні труб, а плівка конденсату стікає вниз, безупинно обновляючи при цьому поверхню конденсації. У протитечійних конденсаторах насичена пара контактує з холодною поверхнею труб, що забезпечує конденсацію парогазових сумішей у широкому діапазоні температур кипіння компонентів і дозволяє проводити фракційну конденсацію [8, 45].



**Рисунок 8.5 – Кожухотрубні конденсатори-підігрівачі вертикальні напівжорсткого типу багатоходові у трубному просторі:**

а – із нероздільною розподільною камерою; б – із роздільною камерою та двома еліптичними кришками;

1 – кришка; 2 – трубна дошка; 3 – корпус-кожух; 4 – трубчатка; 5 – температурний компенсатор; 6 – опора; 7 – камера розподільна

У деяких конструкціях вертикальних конденсаторів з конденсацією пари в трубному просторі під верхньою кришкою встановлюють розпилювач для впорскування рідин, що вибірково поглинають низькокиплячі компоненти. Залежно від умов роботи використовують конденсатори жорсткого типу з нерухомими дошками, напівжорсткого типу з компенсатором на кожусі, а також нежорсткої конструкції із плаваючою голівкою або з U-подібними трубами.

**Теплообмінники – випарники** кожухотрубного типу застосовують у холодильних установках для випаровування низькокиплячих холодоагентів при охолодженні нагрітих робочих середовищ до низьких тем-

ператур, а також у ректифікаційних та десорбційних установках як парогенеруюче обладнання для обігрівання нижньої частини колони потоками пари киплячого компонента. Такі апарати в газовій і нафтопереробній промисловості називають ребойлерами [45].

У хімічній промисловості теплообмінники – випарники використовують як котли-утилізатори тепла гарячих газів з метою одержання насиченої водяної пари під тиском 0,3 - 1,3 МПа.

У газорозділюючих установках широко використовують горизонтальні випарники з подачею гарячого теплоносія у трубний простір, випаровуванням холодного теплоносія у міжтрубному просторі та організованим паровим простором для сепарації крапель киплячої рідини. У випарниках з паровим простором температурні подовження трубчатки компенсують застосуванням U-подібних трубок, або використанням трубчатки із плаваючою голівкою (див. рис. 8.6 а, б).

У міжтрубному просторі підтримується постійний рівень киплячої рідини над трубним пучком за допомогою переливної перегородки, що в окремих випадках дозволяє робити відпарювання індивідуальних компонентів рідкої суміші при її русі вздовж трубчатки та безперервному відведенні відпареної рідини.

Стандартом (ГОСТ 14248-79) регламентоване виготовлення апаратів двох різновидів:

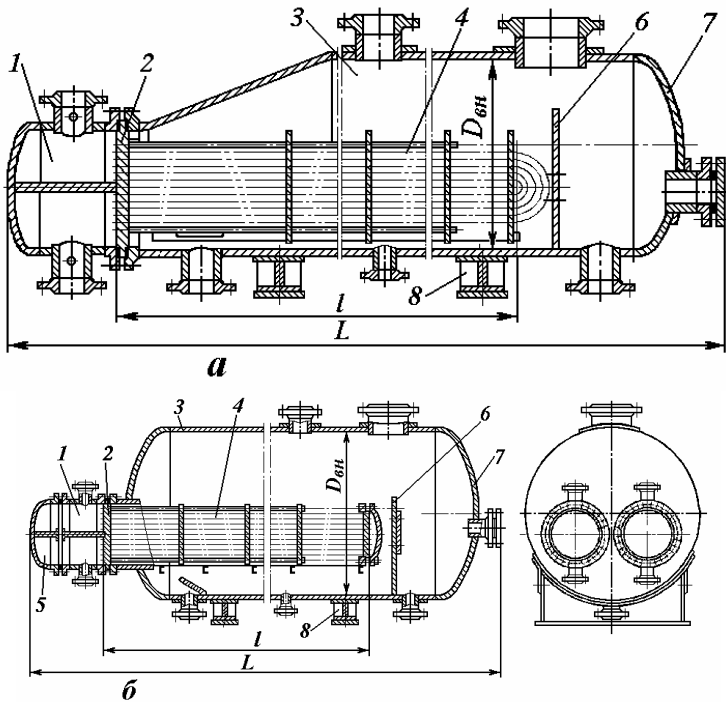
- з конічним (виконання 1) або еліптичним (виконання 11) днищем та компенсацією температурних подовжень застосуванням U-подібних трубок (рис. 8.6 а);
- з конічним (виконання 1) або еліптичним (виконання 11) днищем та компенсацією температурних подовжень застосуванням плаваючої голівки (рис. 8.6 б).

При високих теплових навантаженнях в апаратах з еліптичним днищем можуть бути встановлені два або три трубних пучки, які можуть бути виготовлені з нержавіючої сталі, що подовжує строк експлуатації апарата.

Випарники з U-подібними трубами (типу ІУ) виготовляють із діаметром корпусу 800–1600 мм при довжині труб 6000 мм та одному трубному пучку із площею поверхні теплообміну 51–224 м<sup>2</sup>. При застосуванні двох або трьох трубних пучків діаметр корпусу становить 2400–2800 мм при площі поверхні теплообміну 240–448 м<sup>2</sup> [52].

Випарники із плаваючою голівкою (типу ІП) виготовляють із діаметром корпусу 800–1600 мм при одному трубному пучку із площею поверхні теплообміну 38–170 м<sup>2</sup>, при застосуванні двох або трьох трубних пучків діаметр корпусу становить 2400–2800 мм, загальна площа поверхні теплообміну становить 192–340 м<sup>2</sup>.

Як гарячий теплоносіє, що подається у трубний простір, використовують насичену водяну пару, нагріті нафтопродукти або гарячі гази у залежності від температурного режиму роботи.



**Рисунок 8.6 - Теплообмінники – випарники з паровим простором:**  
 а – з конічним днищем та U- подібними трубками (типу ИУ); б – з плаваючою голівкою та двома трубними пучками (типу ИП);  
 1 – розподільна камера; 2 – трубна дошка; 3 – корпус; 4 – трубчатка; 5 – кришка еліптична; 6 – переливна планка; 7 – днище; 8 – опора

Для випаровування технологічних середовищ під тиском 1–2,5 МПа, що працюють у діапазоні температур мінус 40–60°С, у холодильних установках загальнопромислового призначення застосовують кожухо-трубні горизонтальні випарники типу ИТ-11. У них об'єм парового простору значно зменшений, але передбачений сухопарник, що відокремлює краплі рідини та виключає попадання їх в усмоктувальну лінію компресора. Такі випарники виготовляють із діаметром корпуса 400 – 2000 мм при довжині труб 3000–6000 мм, числі ходів у трубному просторі 2–8 та загальною поверхнею теплообміну від 20 до 1310 м<sup>2</sup>.

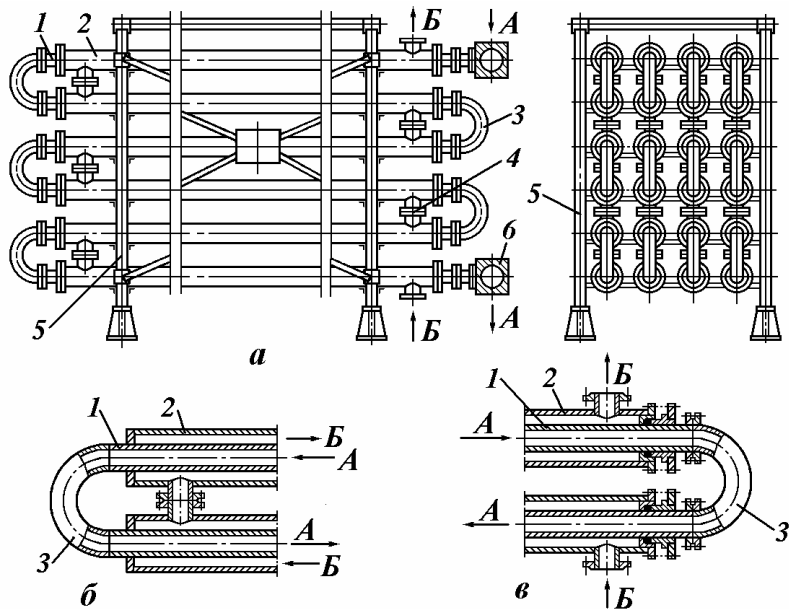
Як охолоджувані теплоносії використовують технологічні середовища (гази та рідини) з низькою температурою замерзання компонентів, а також заохолоджувати розчини солей, що використовуються потім як проміжні холодоносії.

Орієнтовні умови роботи деяких видів теплообмінного обладнання наведені у таблиці 8.1.



**Теплообмінники типу “труба в трубі”.** Для нагрівання, охолодження та конденсації газів під високим тиском (понад 10 МПа) широке застосування одержали теплообмінники типу “труба в трубі”. Цей теплообмінник – одна з основних вдалих конструкцій, що працює в області високого тиску.

На рис. 8.7 показана конструктивна схема багатосекційного теплообмінника типу “труба в трубі”.



**Рисунок 8.7 – Секційний теплообмінник типу “труба в трубі”:**

а – загальний вигляд; б – жорстке кріплення труб; в – сальникове ущільнення труб.

Потоки: А – гарячий теплоносій; Б – холодний теплоносій;

1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – калач; 4 – фланцеве з’єднання;

5 – опорна рама; 6 – колектор

У теплообмінниках типу “труба в трубі” товстостінні труби 1 малого діаметра, розраховані на застосування при високому тиску, розміщують із проміжком співвісно центру труб 2 більшого діаметра, що є корпусом теплообмінного елемента. Труби малого діаметра довжиною від 6 до 24 м, у яких рухається газ високого тиску, з’єднують у довгі багаторядні секції за допомогою знімних калачів 3, секції монтують на опорній рамі 5, при цьому число встановлюваних елементів у секції може досягати 20. Труби більшого діаметра між собою з’єднують за допомогою патрубків з фланцевими з’єднаннями 4, у кільцевому просторі між трубою більшого та меншого діаметра, що утворює міжтрубний простір,

рухається теплоносій – вода (при охолодженні газу) або водяна пара (при нагріванні газу). Завдяки малому поперечному перерізу кільцевого простору між трубами у таких теплообмінниках досягаються високі швидкості течії середовища та високі коефіцієнти тепловіддачі для обох теплоносіїв.

Труби великого й малого діаметра з'єднують між собою зварюванням (рис. 8.7 б) або за допомогою сальникових ущільнень (рис. 8.7 в).

Теплообмінник із сальниковим ущільненням дозволяє компенсувати температурні подовження труб у випадку, якщо середня різниця температур між теплоносійми перевищує  $70^{\circ}\text{C}$ . При високих теплових навантаженнях теплообмінник монтують із декількох паралельно встановлених секцій, що приєднуються до колекторів б для підведення та відведення теплоносіїв.

Гарячий теплоносій (звичайно під великим тиском) рухається у трубному просторі та віддає тепло через стінку холодному теплоносієві, що рухається у міжтрубному кільцевому просторі. Холодний теплоносій (здебільшого технічна вода) може подаватися в секцію протитечією до гарячого теплоносія та відводитися із кожної труби, частини труб секції або після проходження всієї секції.

За необхідності підігрівати газ під високим тиском його подають у трубний простір, а водяну пару або газ, що гріє, – у міжтрубний простір.

Перевагами теплообмінників типу “труба в трубі” є високий коефіцієнт теплопередачі, можливість за необхідності встановити додаткові секції та наростити поверхню теплопередачі. Недоліками таких теплообмінників є громіздкість, висока питома металоємність (найвища з усіх видів теплообмінних апаратів), а також складність очищення міжтрубного простору від відкладень солей жорсткості [19, 30, 61].

**Трубчасті змієвикові теплообмінники.** Різновидом теплообмінних апаратів, що виготовляють із труб, є заглибні змієвикові теплообмінники, що являють собою циліндричний однорядний або багаторядний змієвик, занурений у посудину з робочим середовищем. По змієвику найчастіше подають пару або гарячу воду при нагріванні теплоносія або холодну воду при охолодженні середовища.

Нагрівання або охолодження робочого середовища за допомогою змієвиків дозволяє підвищити (знизити) температуру робочого середовища на  $30\text{--}50^{\circ}\text{C}$ . Основними недоліками таких теплообмінників є низький коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні змієвика внаслідок малої швидкості руху теплоносія, труднощі очищення поверхні теплопередачі. Для підвищення швидкості руху та інтенсифікації тепловіддачі щодо теплоносія, що знаходиться ззовні змієвика, всередині посудин установлюють мішалки. З метою зменшення гідравлічного опору середовища при його русі всередині змієвиків останні виготовляють короткими та приєднують до загального колектора як на вході теплоносія в змієвик, так і на виході із нього.

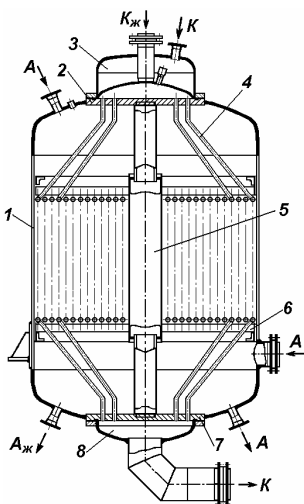
Змійовикові теплообмінники досить прості та дешеві у виготовленні, легко встановлюються всередині апаратів, доступні для огляду й ремонту, зручні для розміщення всередині посудин малого об'єму, але вони мають невелику поверхню теплопередачі (усього декілька м<sup>2</sup>), їх використання можливе при невеликих теплових навантаженнях.

Для підтримки в посудині необхідної температури робочого середовища обігрівальні змійовики можуть бути виготовлені плоскими у формі спіралей, що розміщені біля днища циліндричних вертикальних ємностей і сховищ. Трубчасті змійовики можуть також кріпитися на зовнішній поверхні реакційних апаратів, у яких потрібно підігрівати або прохолоджувати в'язкі робочі середовища.

**Витий теплообмінний апарат.** У повітродоздільних установках широко використовують виті теплообмінники, що відрізняються високою компактністю та малим гідравлічним опором [8, 14, 30]. Виті теплообмінники застосовують як для охолодження та нагрівання газів, так і для випаровування та конденсації азоту й повітря. Теплообмінники цього типу виготовляють у вигляді одно- і багатосекційних, дво- і багатопотокових.

На рис. 8.8 показаний конденсатор - випарник виносний витого типу, виготовлений зі сталі X18H10T.

У витому теплообміннику застосовують трубки діаметром 10x1 мм, загальне число трубок дорівнює 1056, довжина однієї трубки досягає 16 м. У трубному просторі кипить та випаровується рідкий кисень, у міжтрубному просторі конденсується азот [14].



**Рисунок 8.8 – Конденсатор - випарник виносний витого типу:**

Потоки: А – азот газоподібний; Аж – азот рідкий; К – кисень газоподібний; Кж – кисень рідкий;  
1 – корпус; 2, 7 – решітка трубна; 3 – кришка верхня; 4 – трубки; 5 – сердечник; 6 – решітка; 8 – кришка нижня

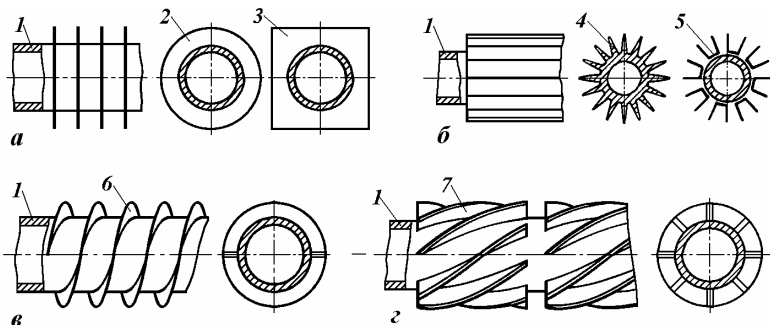
Теплообмінник складається із корпуса 1 суцільнозварного або фланцевого, у якому на центральну трубу (осердя) 5 по гвинтовій лінії навивають у декілька рядів гладкі або оребрені зовні труби 4 діаметром 13x2,5, 12x2, 10x1, 8x1 мм довжиною від 5 до 50 м із алюмінієвого сплаву, міді, нержавіючої сталі, титанового сплаву. Для оребрених труб коефіцієнт оребрення становить 5–10, тим самим досягається збільшення зовнішньої поверхні труб, зменшення габаритних розмірів та маси апарата при тих самих теплових характеристиках. Поверхня теплообміну у великих теплообмінниках досягає 2500 м<sup>2</sup>.

Кисень рідкий надходить в апарат зверху та розподіляється до кожної трубки за допомогою спеціального розподільника. При русі кисню у трубках відбувається його випаровування за рахунок теплоти конденсації газоподібного азоту, що надходить у міжтрубний простір. Газоподібний кисень відводиться з-під кришки 8 через нижній патрубок. Сконденсований у міжтрубному просторі азот відводиться з нижньої частини корпусу. Для більш щільного навивання труб у центрі корпусу встановлений сердечник 5, зовнішній діаметр якого вибирають у 10-20 раз більшим щодо зовнішнього діаметра труб, що навивають, та він повинен бути тим більшим, чим менша товщина стінок навитих труб. При спіральному навиванні гладких труб на сердечник між кожним рядом труб установлюють латунні прокладки, які забезпечують вільний доступ азоту до трубок та стикання з них сконденсованого азоту.

### 8.3 Теплообмінні апарати з оребреними трубами

З метою підвищення коефіцієнтів тепловіддачі з боку теплоносія з малим коефіцієнтом тепловіддачі, а також інтенсифікації процесу теплопередачі в цілому для апарата широке поширення одержали теплообмінники з оребреними трубами ( див. рис. 8.9) [3, 14, 15, 35, 46].

У теплообмінниках з оребреними трубами теплоносій з високим коефіцієнтом тепловіддачі, як правило, проходить усередині труб, а теплоносій з низьким коефіцієнтом тепловіддачі обмиває зовнішню поверхню оребрених труб. Оребрення зовнішньої поверхні труб не тільки в декілька разів збільшує поверхню теплообміну з боку теплоносія з малим коефіцієнтом тепловіддачі, але й турбулізує потік теплоносія.



**Рисунок 8.9 – Типи оребрення зовнішньої поверхні труб:**

а – поперечними ребрами; б – повздовжніми литими або приварними ребрами; в – спіральною плоскою стрічкою; г – спіральними розрізними ребрами; 1 – труба; 2 – ребро кругле плоске або гофроване; 3 – ребро поперечне квадратне; 4 – литі повздовжні ребра; 5 – приварні коритоподібні ребра; 6 – спіралеподібне стрічкове ребро; 7 – спіралеподібні розрізні ребра

Деякі з типів оребрення зовнішньої поверхні круглих прямих труб показані на рис. 8.9.

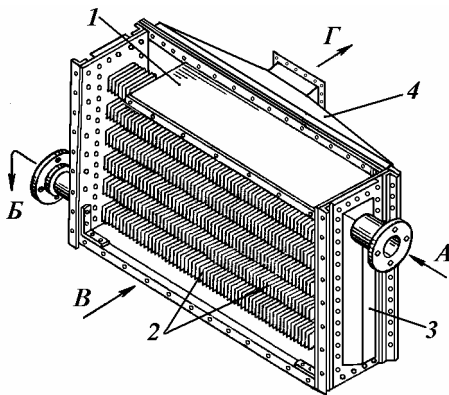
Як правило, ребристі теплообмінники застосовують в установках, призначених для охолодження гарячих теплоносіїв повітрям, для інтенсифікації теплообміну в холодильних та газорозділюючих установках, для нагрівання газів (у тому числі й повітря) водяною парою та у багатьох інших випадках. Показником ефективності оребрення труб є коефіцієнт оребрення, що показує, у скільки разів поверхня одного метра оребреної труби більша від зовнішньої поверхні гладкої труби.

У теплообмінниках з оребреними трубами коефіцієнт оребрення може змінюватися від 4 до 22 залежно від типу оребрення.

Ефективність оребрення підвищується, якщо ребра щільно стикаються зі стінками труби, тому ребра накочують на поверхні гладких труб на спеціальних станках, відливають заодно із трубою (для алюмінієвих і чавунних труб), закріплюють пайкою або зварюванням. Застосовують також дротове спіральне оребрення труб за допомогою припаювання дроту круглого або овального перетину до плоскої труби.

Одночасно широко використовують біметалічні оребрені труби, у яких на гладку трубу з основного (несучого та корозійностійкого) металу напресовують алюмінієву трубу з накатаними на ній поперечними кільцевими або спіральними ребрами конусоподібної форми. Теплообмінники з оребреними трубами є компактними та дозволяють у багато разів зменшити витрати металу на їхнє виготовлення.

На рис. 8.10 показаний пластинчастий калорифер, використовуваний у тепlopостачанні промислових та громадських будівель.



**Рисунок 8.10 –  
Калорифер пластинчастий**

Потоки: А – гріюча пара; Б – конденсат; В – повітря холодне; Г – повітря нагріте;

1 – кожух; 2 – труби оребрені; 3 – колектор паровий; 4 – кришка

Калорифер зі знятою передньою кришкою складається із кожуха 1, у якому розміщені оребрені труби із пластинчастим оребренням, труби закріплені в трубних дошках, до яких приєднані колектор паровий 3 і колектор для збору конденсату (на рис. не показаний). Холодне повітря обмиває зовнішню поверхню оребрених труб і нагрівається в результаті конвективного теплообміну з оребреними трубами. Як гарячий теплоносієй, крім водяної пари, можуть використовуватися гарячі рідини.

#### 8.4 Апарати повітряного охолодження

У зв'язку з дефіцитом прісної води, високою вартістю водооборотного водопостачання, втратами та забрудненням води на хімічних, газо- і нафтопереробних виробництвах усе ширше застосовують апарати повітряного охолодження (АПО) як досить ефективне та надійне теплообмінне обладнання [1, 22, 46]. Як теплоносій, що віднімає тепло від охолоджуваних середовищ, в АПО використовують атмосферне повітря, що надходить в зону теплообміну мимовільно за рахунок природної тяги або подається примусово вентиляторами. Застосування АПО дозволяє розміщати їх максимально наближеними до об'єктів тепловикористання та незалежно від джерел водопостачання.

Використання АПО паралельно зі звичайними теплообмінниками дозволяє на підприємстві знизити витрати води та витрати на експлуатацію оборотного водопостачання, зменшити кількість стічних вод, скоротити витрати праці на обслуговування, очищення й ремонт теплообмінного обладнання. Варто зазначити, що використання систем охолодження на базі АПО трохи підвищує капітальні витрати при будівництві установок, але ці одноразові витрати швидко окупаються економією експлуатаційних витрат. Основною статтею витрат при експлуатації АПО є вартість споживаної електроенергії [22, 39, 45].

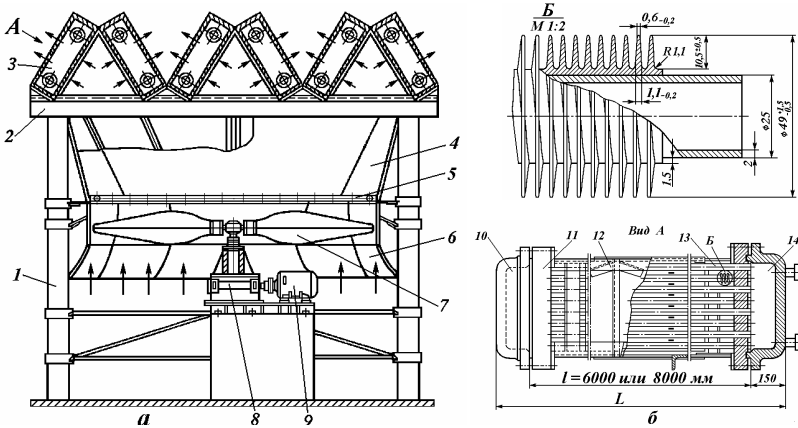
Принципова схема пристрою АПО (див. рис. 8.11) передбачає наявність трубочатки, усередині якої під тиском проходить охолоджуванний теплоносій, а також розвиненої зовнішньої поверхні теплообміну, утвореної оребреними трубами, що обдуваються потоком холодного повітря, примусово подаваного вентилятором.

Залежно від розміщення теплообмінної поверхні – трубного пучка - розрізняють апарати горизонтальні (АПГ), вертикальні (АПВ), зигзагоподібні (АПЗ) і шатрові (АПШ).

За технологічним призначенням АПО використовують як холодильники та конденсатори для роботи в області температур від мінус 40 до +300°C під тиском до 6,4 МПа. Робоче середовище з колектора надходить у секції та охолоджуються в багатоходових трубних пучках, число ходів у трубному просторі сягає від одного до восьми.

Оребрені ззовні теплообмінні труби внутрішнім діаметром 21-22 мм і довжиною від 1,5 до 8 м розміщені в шаховому порядку та закріплені в трубних дошках розвальцьовуванням або приваркою. Труби бувають монометалічними або біметалічними, при цьому внутрішні несучі труби виготовляють із вуглецевої, низьколегованої або легваної сталі, зовнішні труби виготовляють із алюмінієвого сплаву. У залежності від величини теплового навантаження виготовляють апарати з одним, двома або декількома вентиляторами (для малопотокових АПО), що дозволяє відключати частину вентиляторів у випадку зниження температури повітря. Привід вентилятора здійснюється від електродвигуна через редуктор або безпосередньо від тихохідного електродвигуна [1, 22, 51].

Як приклад на рис. 8.11 показаний АПО зигзагоподібного типу (АПЗ) з одним вентилятором.



**Рисунок 8.11 – Апарат повітряного охолодження типу АПЗ:**

а – АПЗ у монтажному складанні; б – секція теплообмінна у розрізі:  
 1– опорна конструкція; 2– рама; 3– секція теплообмінна; 4– дифузор; 5– труба зрошувальна; 6 – колектор вентилятора; 7 – вентилятор; 8 – редуктор; 9 – електродвигун; 10 – кришка; 11 – трубна решітка; 12 – рама кріпильна секції; 13 – труба оребрена біметалічна; 14 – камера розподільна

На опорній рамі 2 змонтовані теплообмінні секції 3, число труб у секції становить від 82 до 188 та залежить від числа рядів і числа ходів у трубах, коефіцієнта оребрення труб. Коефіцієнтом оребрення називають відношення площі поверхні одного метра оребреної труби до зовнішньої площі поверхні гладкої труби, для стандартних труб він дорівнює 9, 14,6 й 22. Число секцій в апараті з одним вентилятором дорівнює 6, довжина труб дорівнює 6000 мм, повна площа поверхні теплообміну апарата у залежності від числа труб і коефіцієнта оребрення становить від 2650 до 9800 м<sup>2</sup> [1, 22, 51].

Потужність вентилятора щодо об'ємної витрати подаваного повітря можна варіювати за допомогою зміни кута нахилу лопатей, тим самим регулюється інтенсивність теплообміну з боку повітря та витрати електроенергії.

В апаратах АПЗ застосовують чотирилопатеве колесо вентилятора діаметром 5000 мм із частотою обертання колеса 4,15 1/с, кут установки лопатей змінюють від 10 до 25°. У жарку пору року зниження температури подаваного повітря досягається його зволоженням при впорскуванні води через форсунки зрошувального пристрою 5.

В апаратах АПЗ-Д (із двома вентиляторами) теплообмінні секції змонтовані на загальній рамі, при використанні труб довжиною 8000 мм повна поверхня теплообміну становить від 3540 до 10200 м<sup>2</sup>.

При більших теплових навантаженнях однотипні апарати можуть бути об'єднані в блоки, що складаються із двох і більше апаратів. Трикоктурні апарати типу АПГ-Т із числом секцій 12 мають повну поверхню теплообміну від 10000 до 25600 м<sup>2</sup> [51].

У ВНДІНафтомаші розроблені АПО із числом вентиляторів 4 в одному блоці та поверхнею до 20000 м<sup>2</sup>, розраховані на тиск до 31,4 МПа та призначені для охолодження природного газу [1, 22, 45]. Використовують також пересувні, змонтовані на полозках, апарати повітряного охолодження (АПГ-П-160) блокового типу загальною площею поверхні теплообміну 960 м<sup>2</sup> з 8 вентиляторами, що включають у роботу залежно від літнього або зимового періоду експлуатації.

### **8.5 Теплообмінники, що виготовляють із листів**

До групи теплообмінників, що виготовляють із листів, відносять пластинчасті, пластинчато-ребристі й спіральні апарати [19, 36].

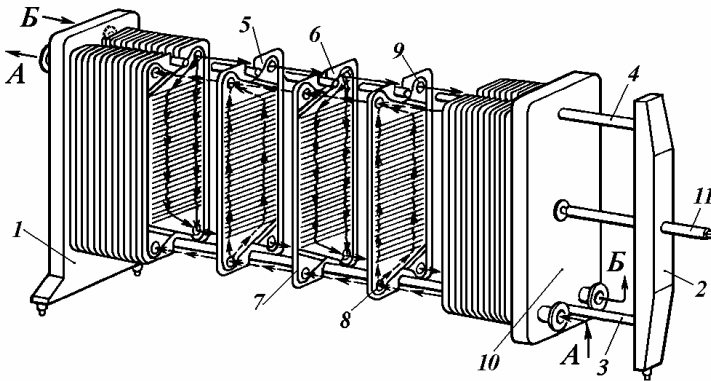
**Розбірні пластинчасті теплообмінники.** У промисловості широке застосування знайшли пластинчасті розбірні, напіврозбірні та нерозбірні теплообмінники [3, 11, 14, 45]. У порівнянні з кожухотрубними пластинчасті теплообмінники набагато компактніші, їх питома поверхня теплопередачі ( $f_y = F/V$ ) становить 200 – 2000 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, на їхнє виготовлення витрачається менше металу в розрахунку на одиницю площі поверхні теплообміну, до того ж розбірні теплообмінники легко очищаються від відкладень з обох сторін теплообмінних пластин.

Типи, основні параметри й розміри, пристрій і технічні вимоги найпоширеніших пластинчастих теплообмінників нормуються за ГОСТом 15518-83. Розбірні пластинчасті теплообмінники виготовляють у п'ятих виконаннях: на консольній рамі; на двохопорній рамі; на триопорній рамі.

На рис. 8.12 показаний розбірний пластинчастий теплообмінник на двохопорній рамі.

Теплообмінник складається з опорної нерухомої плити 1 та опорної стійки 2, які з'єднані опорними штангами 3 й 4. На опорних штангах установлені теплообмінні пластини двох видів - лівої 5 і правої 6, між ними укладають ущільнювальні прокладки по периферії пластини 7 та по каналах для проходження теплоносіїв 8 й 9. Пакет пластин стягують і затискають між нерухомою 1 і рухомою 10 за допомогою гвинтового стяжного пристрою 11 (або за допомогою бічних стяжок).

Поверхня теплообміну утворюється за допомогою паралельно розташованих штампованих гофрованих пластин товщиною 0,2-1 мм, набраних у вигляді пакета й ущільнених по периферії та по каналах для проходження теплоносіїв прокладками із силіконової або фторвуглецевої гуми. Проходи для теплоносіїв утворені у кутах пластин у формі отворів - горловин й ущільнюються попарно прокладками, при цьому потоки рухаються переважно протитечією між парами теплообмінних пластин, що чергуються.



**Рисунок 8.12 – Теплообмінник розбірний пластинчастий на двохопорній рамі:**

Потоки: А – гарячий теплоносій; Б – холодний теплоносій:

1 – плита опорна нерухома; 2 – стійка опорна; 3, 4 – штанга опорна;  
 5 – пластина непарна; 6 – пластина парна; 7 – прокладка основна; 8 – прокладка непарних пластин; 9 – прокладка парних пластин; 10 – плита натискувальна;  
 11 – гвинтовий стяжний пристрій

Максимальний проміжок між гофрованими пластинами, як правило, дорівнює 3–6 мм, завдяки гофрам на пластинах потік теплоносія турбулізується та забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі для обох теплоносіїв. Пластини виготовляють із корозійностійких металів (алюмінієвого сплаву, нержавіючої сталі, титанового сплаву та ін.). Число пластин у теплообміннику може досягати 300, випускаються розбірні теплообмінники із площею поверхні теплообміну від 2 до 400 м<sup>2</sup>, у нерозбірних зварених апаратах площа теплообміну становить від 20 до 600 м<sup>2</sup>. Розбірні теплообмінники можуть працювати в діапазоні температур від - 30 до +200°С при тиску робочих середовищ до 2,5 МПа.

Пластинчасті теплообмінники переважно використовують для теплообміну між однофазними теплоносіями, але можуть застосовуватися для охолодження сумішей газів рідиною, а також як конденсатори.

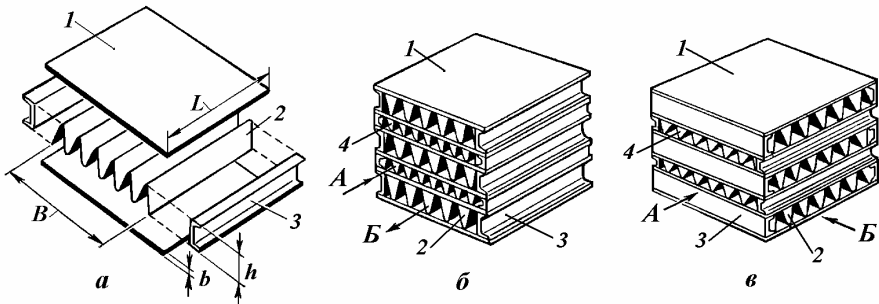
Основним недоліком пластинчастих розбірних теплообмінників є велика кількість ущільнювальних з'єднань, у яких під дією тиску середовища може відбуватися вибивання прокладок, після чого потрібна їхня заміна. Для чистих робочих середовищ створені зварні пластинчасті теплообмінники, зібрані з окремих пакетів – секцій [46].

Зварені пластинчасті теплообмінники виготовлені з набору окремих, зварених між собою гофрованих пластин у формі пакета загальною площею по 10 м<sup>2</sup>. Пакети збирають на опорній рамі у вигляді набору блоків, ущільнених між собою прокладками, пакети затискуються між нерухомими й рухомими опорними плитами. Повна поверхня теплообмінника коливається від 20 до 600 м<sup>2</sup> у залежності від числа пакетів та їхніх габаритних розмірів. Така конструкція апарата дозволяє

застосовувати його для чистих теплоносіїв у діапазоні температур від мінус 150 до +400°С і при тиску робочого середовища до 3,9 МПа.

**Нерозбірні пластинчасто-ребристі теплообмінники.** Нерозбірні пластинчасті теплообмінники виготовляють із плоских або гофрованих тонких пластин, з'єднаних таким чином, щоб вони утворили систему індивідуальних каналів для руху гарячого й холодного теплоносія, при цьому теплоносії рухаються по обидві сторони роздільної пластини та обмінюються теплом. Нерозбірні теплообмінники є досить компактними й у них досягаються високі коефіцієнти теплопередачі, але вони не можуть бути використані для теплообміну забруднених теплоносіїв внаслідок неможливості чищення поверхні пластин, а також у них важко забезпечити достатню герметичність для теплоносіїв під тиском. Такі теплообмінники переважно використовують як підігрівники повітря – калорифери, а також у повітророздільних установках.

На рис. 8.13 показаний пристрій пластинчасто-ребристого нерозбірного теплообмінника зі знятими кришками із протитечійним і перехресним рухом теплоносіїв [1, 10, 14].



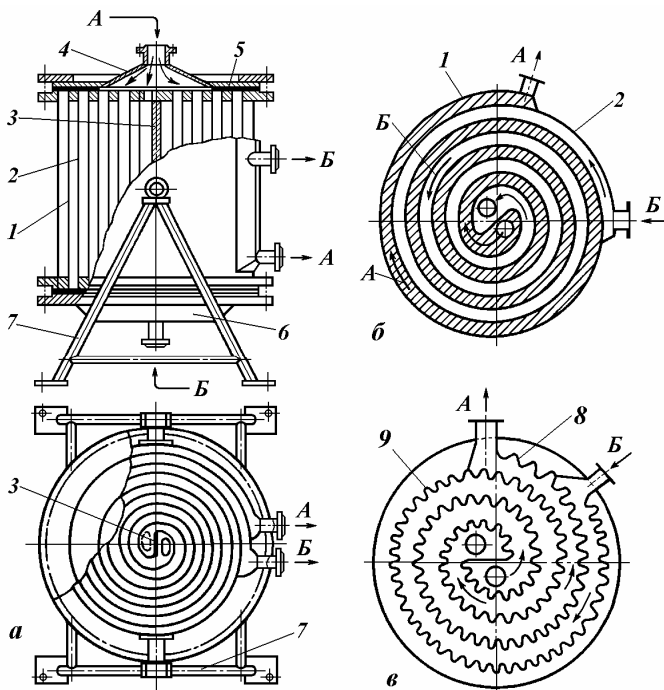
**Рисунок 8.13 – Нерозбірний пластинчасто-ребристий теплообмінник:**

а – основні елементи окремого пакета теплообмінника; б – пакет протитечійного теплообмінника; в – пакет перехреснотечійного теплообмінника;

А, Б – потоки холодного та гарячого теплоносія відповідно;

1 – прокладковий лист (пластина); 2, 4 – гофровані листи (насадка); 3 – бокова ущільнювальна проставка пакета

Апарат виготовляють із окремих пакетів (див. рис. 8.13 а), з'єднаних у нерозбірну конструкцію пайкою у вакуумних печах. Кожен пакет збирають із плоских прокладних пластин 1 товщиною 0,5-1,2 мм, до яких кріпляться тонкі гофровані листи насадки 2 з металу товщиною 0,15-0,25 мм, що припаяні до пластини. На 100 мм ширини листа розташовується від 40 до 70 ребер, висота гофри дорівнює 3-15 мм. Листи герметизуються з двох сторін бічними ущільнювальними проставками 3 із профільованого металу. Дві сусідні пластини з розташованою між ними гофрованою насадкою утворюють багатоканальний простір для проходження газу. Аналогічним способом виготовлені пакети ребристо-пластинчастих теплообмінників для руху іншого теплоносія.



**Рисунок 8.14 – Спіральний теплообмінник:**

а – загальний вигляд апарата; б – схема руху потоків теплоносіїв;

в – теплообмінник із гофрованих листів.

Потоки: А – гарячий теплоносій; Б – холодний теплоносій;

1, 2 – лист плоский; 3 – центральна перегородка – керн; 4 – кришка; 5 – прокладка; 6 – днище; 7 – рама опорна; 8, 9 – лист гофрований

Орієнтація в просторі поруч розташованих пакетів залежить від напрямку руху теплоносіїв, відповідно теплообмінники бувають прямотечійні, протитечійні та перехреснотечійні (рис. 8.13 б, в).

Теплоносій надходить у виділений для нього простір, розбивається на ряд дрібних потоків, рухаючись у каналах та обмінюючись теплом через стінку з іншим теплоносієм як конвективним способом, так і за рахунок високої теплопровідності матеріалу й розвинутої поверхні теплообміну гофрованих пластин.

Пластинчасто-ребристі теплообмінники мають невелику масу і є найбільш компактними, питома поверхня теплообміну в них становить 800–1600 м<sup>2</sup> на 1 м<sup>3</sup> об'єму апарата й залежить від типу, довжини та кроку гофрованих ребер.

**Спіральні теплообмінники.** У промисловості набули широкого застосування спіральні теплообмінники (див. рис. 8.14), виготовлені з листового рулонованого прокату товщиною 0,7-1,2 мм.

Два листи шириною 0,5-1,5 м приварюють до роздільної пластини – керна й на спеціальному намотувальному верстаті навивають у формі спіралі, при цьому між листами утворюється канал шириною 8-12 мм, крок спірального навивання дорівнює 12-22 мм залежно від товщини листа. У результаті такого навивання утворюються два канали, у яких організується рух теплоносіїв (див. рис. 8.14 б). Для збереження постійної ширини каналів і надання теплообміннику жорсткості на листах виконуються штамповані виступи або вони зміцнюються дистанційними бобишками. Після закінчення навивання листи на верхніх та нижніх торцях приварюють до дистанційної полосової вставки – шини та конструкцію герметизують за допомогою кришок і фланцевих з'єднань. Торці спіральних каналів ущільнюються за допомогою прокладок з гуми або пароніту (для розбірних апаратів, що дозволяє робити очищення каналів), що притискуються до торців кришкою за допомогою стяжних болтів.

Для теплообмінників, що не потребують очищення, торці одного з каналів з підвищеним тиском середовища ущільнюються за допомогою приварених до торців листів дистанційних плоских штаб - шин.

Спіральні теплообмінники застосовують для однофазних і двофазних середовищ при тиску до 1,0 МПа, загальна поверхня теплообміну досягає 100 м<sup>2</sup>, їх установлюють у вертикальному або горизонтальному положенні окремо або блоками по декілька штук. У спіральних теплообмінниках досягаються високі коефіцієнти теплопередачі, що робить їх дуже компактними й досить економічними відносно витрати металу, теплообмінники також мають малий гідравлічний опір. Недоліками спіральних теплообмінників є складність виготовлення, обмеження щодо припустимого робочого тиску, а також неможливість ремонту при порушенні герметичності стінки.

Відомі також спіральні теплообмінники [31], виготовлені з гофрованих листів, що робить конструкцію апарата ще ефективнішою й компактнішою, але більш складною у виготовленні.

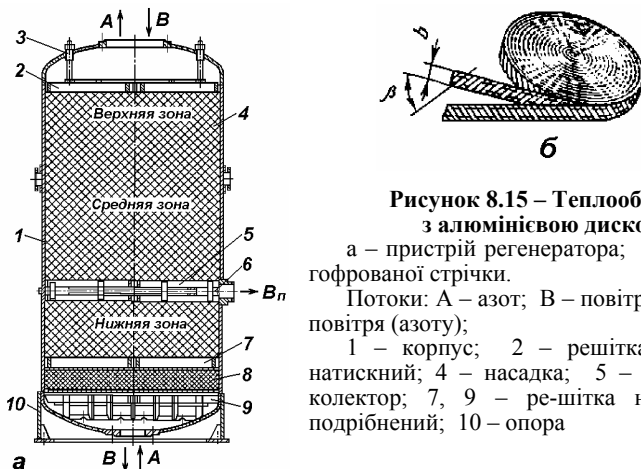
### **8.6 Регенеративні теплообмінні апарати**

Типові контактні апарати з фіксованою поверхнею теплообміну відносять до групи *регенеративних теплообмінників* та являють собою вертикальний циліндричний апарат, у якому поверхнею теплообміну є насадку, поперемінно омивана різними теплоносіями.

Спочатку насадка розігрівається нагрітим теплоносієм, при цьому теплоносій, нагріваючи насадку й віддаючи тепло, сам охолоджується. Потім через певний проміжок часу потік теплоного теплоносія перемикається на інший регенератор, а в насадку подається потік холодного теплоносія, що при цьому нагрівається, насадка, віддаючи накопичене тепло, при цьому проохолоджується. Процес теплообміну в регенеративних теплообмінниках проходить одночасно у двох апаратах,

що перемикаються автоматично, у той час як в одному з них проходить охолодження насадки холодним потоком газу, в іншому відбувається нагрівання насадки гарячим потоком газу. Охолоджуванним потоком газу в регенераторах є стислий й осушений газ або повітря.

У **регенеративних теплообмінниках** використовують насадки з великою теплоємністю й високорозвиненою питомою поверхнею, при цьому використовують кам'яну насадку із дробленого базальту, металеву насадку з тонкостінних алюмінієвих гофрованих стрічок товщиною 0,5 мм і висотою 50 мм.



**Рисунок 8.15 – Теплообмінник-регенератор з алюмінієвою дисковою насадкою:**

а – пристрій регенератора; б – галет з алюмінієвої гофрованої стрічки.

Потоки: А – азот; В – повітря; В<sub>п</sub> – петлевий потік повітря (азоту);

1 – корпус; 2 – решітка верхня; 3 – гвинт натискний; 4 – насадка; 5 – решітка середня; 6 – колектор; 7, 9 – решітка нижня; 8 – базальт подрібнений; 10 – опора

На рис. 8.15 а показаний регенератор з алюмінієвою дисковою насадкою, з відведенням петлевого потоку газу (азоту або повітря) [14].

До циліндричного суцільнозварного корпусу 1 приварені кришка й днище, у нижній частині корпусу встановлені нижня решітка 7, на якій укладені диски (галети) насадки. Корпус, кришка й днище регенератора виготовлені з нержавіючої сталі. Апарат працює в діапазоні температур мінус (60–130)°С під тиском 0,6 МПа.

Диск насадки (галет) (див. рис. 8.12 б) навивається із двох разом складених гофрованих стрічок, що мають протилежний напрямок нахилу гофр і два ряди повздовжніх прорізів - просічок. Крок рифлення й висота гофра різні в дисках, що укладають по висоті регенератора: у верхній (теплій) зоні апарата крок рифлення 4,71 мм і висота гофра 2 мм; у середній зоні - крок 3,92 мм і висота 1,5-1,66 мм; у нижній (холодній) зоні 3,14 й 1,0-1,2 мм відповідно. Зі зменшенням кроку рифлення зменшується також вільний об'єм насадки: для верхньої зони  $\varepsilon = 0,745$ , для середньої  $\varepsilon = 0,695$ , для нижньої  $\varepsilon = 0,58$ .

Питома поверхня таких насадок становить для верхньої зони 1070, для середньої зони 1320 і для нижньої зони 1790 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

## 8.7 Контактні (змішувальні) теплообмінники

Контактними називають теплообмінники, у яких теплообмін між різними теплоносіями, які перебувають в різних фазових станах, здійснюється в результаті їх безпосереднього зіткнення (контакту). Для збільшення поверхні контакту фаз – поверхні теплообміну – один з теплоносіїв перебуває в диспергованому стані або такий стан попередньо організується шляхом диспергування рідкої фази різними розпилювачами або розподільними пристроями.

Використання контактних теплообмінників дозволяє значно знизити витрати металів й інших дефіцитних матеріалів, капітальні та експлуатаційні витрати, підвищити надійність обладнання.

Контактні теплообмінники призначені для нагрівання води гарячими димовими газами, для охолодження рідин (переважно повітрям), для охолодження розплавів з метою їхньої кристалізації й одержання гранульованого продукту, для нагрівання зернистих матеріалів топковими газами та використання нагрітого зернистого шару частинок як проміжного теплоносія. Контактні теплообмінники використовують для випарювання агресивних розчинів продуктами згоряння газу (див. розділ 11.5), при конденсації сокової пари з метою утилізації тепла. У контактних теплообмінниках теплові процеси можуть проходити як без зміни агрегатного стану теплоносіїв (при нагріванні й охолодженні в системах газ - рідина, газ - тверде, рідина - тверде), так і з їх зміною (при випаровуванні, конденсації, кристалізації) [21, 46].

Контактні теплообмінники можуть мати фіксовану поверхню фазового контакту (наприклад, у насадкових апаратах) або поверхню, що розвивається в процесі роботи (наприклад, у барботажних і розпилювальних апаратах).

Контактні теплообмінники складаються з таких основних конструктивних елементів і пристроїв: корпусу (кожуха), пристроїв, що забезпечують створення поверхні контакту фаз, робочого об'єму апарата, у якому забезпечується проходження процесу теплообміну, а також пристроїв, що забезпечують підведення і відведення теплоносіїв (насосів, газодувок).

Процеси перенесення тепла в контактних теплообмінниках, а також принцип роботи і будова контактних теплообмінників докладно викладені в книгах [21, 57], тому нижче розглянемо принципові схеми устаткування апаратів з фіксованою поверхнею та поверхнею фазового контакту, що розвивається в процесі роботи.

**Контактні теплообмінники типу «газ – рідина»** переважно виконуються у вигляді вертикальних баштових колонних апаратів – градирень безнасадкового типу або заповнених насадкою.

Контактні охолоджувачі нагрітої води використовуються в системах оборотного водопостачання промислових підприємств і виконуються у вигляді градирень відкритого або закритого типу (див. розділ 1.3).

Конструкція градирні являє собою башту гіперболоїдної форми з вузькою горловиною, розташованою вгорі. Усередині градирні на

решітках розташовані шари вільно насипаної або регулярно укладеної насадки. Нагрітий теплоносій – вода – подається насосами на верх башти, рівномірно розподіляється по її перетину та стікає вниз по поверхні насадки у плівковому режимі. Холодний теплоносій – атмосферне повітря - надходить у нижню частину башти та під впливом природної тяги рухається нагору зі швидкістю 3–5 м/с, при цьому відбувається охолодження води як за рахунок конвекції, так і за рахунок часткового її випаровування. Охолоджена вода збирається в басейні під градирнею й насосами подається в теплові установки цехів. Для зменшення бризкоуносу вгорі градирні встановлюють жалюзійні бризковідбивачі.

Застосовують також безнасадкові градирні, у яких вода стікає зверху вниз у вигляді струменів і крапель, контактуючи із потоком повітря в режимі вільної конвекції, однак питомий тепловий потік у таких градирнях менший, ніж у насадкових градирнях. У звичайних краплинно-струминних градирнях питомий тепловий потік становить 0,7 – 1,2 кВт на 1 м<sup>2</sup> поперечного перетину градирні [46].

Охолоджувальний ефект у градирнях значно збільшується при примусовому русі повітря, що створюється за рахунок використання нагнітальних або витяжних вентиляторів. У цьому випадку значно зменшується загальна висота градирень або можуть використовуватися кілька секцій горизонтальних градирень.

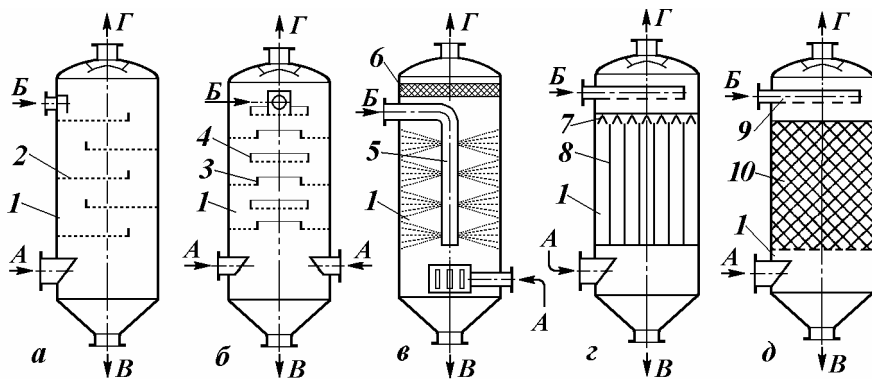
Різниця температур гарячої та охолодженої води (ширина зони охолодження) у випадку примусової повітряної тяги збільшується й може регулюватися з урахуванням температури повітря, пори року, кількості включених у роботу нагнітальних вентиляторів.

Нагнітальні вентилятори в кількості декількох штук більш доцільно встановлювати в нижній опорній частині градирні як через зручність обслуговування, так і для відключення частини вентиляторів у холодну пору року з урахуванням температури атмосферного повітря. Крім того, при такій установці вентилятор не піддається впливу зволоженого повітря, що спостерігається для вентилятора, встановленого нагорі градирні.

**Контактні конденсатори.** На деяких хімічних та енергетичних установках часто виникає необхідність конденсувати великі об'єми водяної пари низького тиску, для цих цілей широко використовують контактні конденсатори. Звичайно контактні конденсатори набагато простіші й дешевші поверхневих конденсаторів, у яких теплоносій розділені стінкою – теплообмінною поверхнею [21, 28, 36, 60].

Серед багатьох типів контактних конденсаторів одержали поширення поличні, тарілчасті, форсункові та насадкові конденсатори змішування (див. рис. 8.16), у яких як холодний теплоносій використовують воду.

Протитечієвий контактний конденсатор являє собою вертикальну колону із кришкою та днищем, у якій холодний теплоносієм – вода – подається зверху й диспергується на краплі і струмені за допомогою спеціальних пристроїв – механічних або пневматичних форсунок, перфорованих полиць та розпилювачів. Потік водяної пари подається



**Рисунок 8.16 – Конденсатори контактні протитечієві:**

а – з сегментними полицями; б – з кільцевими полицями; в – розпилювального (форсунокового) типу; г – плівковий; д – насадковий.

Потоки: А – пара водяна; Б – вода холодна; В – суміш води з конденсатом; Г – парогазова суміш;

1 – корпус; 2 – полиця сегментна; 3 – полиця кільцева; 4 – полиця тарілчаста; 5 – труба з форсунками; 6 – бризкоуловлювач; 7 – жолоб розподільний; 8 – насадка листовая; 9 – труба розподільна; 10 – насадка керамічна

знизу та контактує з холодним теплоносієм. У результаті диспергування води значно збільшується поверхня контакту фаз, при контакті крапель води з паром відбувається конденсація пари, при цьому в результаті конденсації різко зменшується об'єм пари та в апараті створюється розрідження. Суміш конденсату й води виводиться знизу спеціальним відкачувальним насосом і подається на подальше використання. Неконденсовані гази відсмоктуються зверху колони вакуум-насосом або за допомогою парового ежектора.

Рух рідини й пари в конденсаторах може бути прототечієвим, протитечієвим і перехреснотечієвим, течія рідини може бути струминною, краплинною, краплинно-струминною, плівковою та змішаною. Оцінка швидкості теплообміну між паром й рідиною в таких конденсаторах утруднена, тому при розрахунку конденсаторів змішування користуються даними промислових випробувань.

У конденсаторах полицного типу з перфорованими сегментними або кільцевими полицями (див. рис. 8.16 а, б) вода частково проливається через отвори полиці у вигляді крапель і струменів, а частково переливається через переливний поріг полиці у вигляді плівкової завіси.

При невеликому числі полиць (звичайно 6-8 штук) і порівняно невеликих розмірах апарата відбувається практично повна конденсація пари.

У конденсаторах форсунокового типу (рис. 8.16 в) вода диспергується на дрібні краплі за допомогою форсунок, в апаратах плівкового типу (рис. 8.16, г і д) вода стікає у вигляді плівки по поверхні листової або кускової насадки – інертних твердих тіл спеціальної форми, що мають високорозвинену питому поверхню.

Вакуум в апараті підтримується за допомогою вакуум-насоса та барометричної труби, приєднаної знизу апарата й зануреної в барометричний ящик. Завдяки наявності барометричної труби суміш конденсату й води видаляється з апарата самоплином.

Розрахунок кількості охолодженої води визначається на основі рівняння теплового балансу для конденсатора, при цьому

$$D_n H_n + G_g c_g t_{нг} = (D_n + G_g) c_g t_{кв}, \quad (8.1)$$

де  $D_n$ ,  $G_g$  – витрати сокової пари й води відповідно, кг/з;  $H_n$  – ентальпія пари, Дж/кг;  $c_g$  – теплоємність води;  $t_{нг}$  – початкова температура води;  $t_{кв}$  – кінцева температура суміші води й конденсату, °С.

Розрахувавши рівняння щодо витрати води, одержали

$$G_g = D_n (H_n - c_g t_{кв}) / c_g (t_{кв} - t_{нг}). \quad (8.2)$$

Звичайно на конденсацію 1 кг пари витрачається 20–25 кг води.

### **Запитання та вправи для самоконтролю**

- 1 За якими ознаками класифікують теплообмінні апарати?
- 2 Накресліть й поясніть, як улаштовані та працюють одноходові кожухотрубні теплообмінники жорсткої та нежорсткої конструкцій.
- 3 Накресліть й поясніть, як улаштовані та працюють багатходові теплообмінники нежорсткої конструкції.
- 4 Перелічте способи компенсації температурних подовжень у кожухотрубних теплообмінниках.
- 5 Як компенсують температурні подовження в теплообмінних апаратах різних типів? Накресліть теплообмінники з компенсаторами.
- 6 Накресліть й поясніть, як улаштовані й працюють теплообмінники - конденсатори, у чому полягає їх відмінність від звичайних теплообмінників?
- 7 Накресліть й поясніть, як улаштовані й працюють теплообмінники - випарники, як визначити поверхню випарника?
- 8 Накресліть й поясніть, як улаштовані й працюють теплообмінники типу "труба у трубі", у чому їх переваги й недоліки?
- 9 Як улаштовані й працюють теплообмінники з оребреними трубами, у яких випадках їх використовують?
- 10 Як улаштований і працює апарат повітряного охолодження (АПО), у чому полягають його переваги й недоліки?
- 11 Як улаштовані й працюють розбірні пластинчасті теплообмінники?
- 12 Накресліть й поясніть, як улаштований і працює спіральний теплообмінник, у чому його переваги й недоліки?
- 13 Накресліть й поясніть, як улаштовані й працюють контактні теплообмінники, у чому їх переваги й недоліки?

### 9.1 Використання печей у хімічній та нафтопереробній галузях промисловості

Процеси спалювання палива з метою одержання гарячого теплоносія – димових газів – з подальшим використанням їх у теплообмінних установках знайшли широке застосування в хімічній та особливо в нафтохімічній і нафтопереробній галузях промисловості. У процесі високо-температурного спалювання палива основна кількість тепла передається до теплообмінної поверхні за допомогою променистого теплообміну, що значною мірою підвищує інтенсивність теплопередачі і дозволяє створити теплогенеруючі установки великої енергетичної потужності.

Установки, в яких спалюється паливо для одержання теплової енергії, називаються пічними, а пристрій, у якому реалізується процес теплопередачі, називають пічним агрегатом – піччю [39, 45].

Основним енергетичним джерелом, що забезпечує одержання енергії, є паливо – ”горюча речовина, яка спалюється навмисно для одержання теплоти” [Д.І. Менделєєв].

Як паливо використовують тверді, рідкі й газоподібні органічні продукти природного і штучного походження.

Тверде паливо – деревина, торф, вкопне вугілля, горючі сланці та інші – використовують із древніх часів, до початку ХХ століття вони слугували основним джерелом теплової енергії. Останнім часом як додаткове джерело теплової енергії розглядають спалювання твердих побутових відходів (ТПВ), що містять горючі компоненти. У перспективних проєктах розглядаються технології переробки низькокалорійних сортів бурого вугілля та торфу в рідке паливо, використання якого менш трудомістке, енергетично вигідніше та спрощує його транспортування на далеку відстань.

Рідке паливо – нафту і продукти її переробки – переважно використовують для одержання моторних палив, але ще в багатьох установках продовжують спалювати нафту для одержання теплоти.

Сьогодні все більша увага приділяється розробленню процесів та установок для виробництва штучних моторних палив (метанолу, етанолу та ін.) з рослинної сировини. Як відомо, у Бразилії як добавку до моторних палив використовують більше 60% етанолу, виробленого з рослинної сировини.

Газоподібне паливо – природний газ і попутні гази нафтовидобутку – сьогодні та в найближчій перспективі розглядаються як основне джерело енергетики і палива для транспорту. Одночасно все більша увага

приділяється будівництву великотоннажних установок і заводів із скраплення природного газу, що дозволяє значно знизити витрати на створення транспортних систем [8].

Крім того, все більша увага приділяється створенню установок з виробництва біогазу – продукту ферментації (зброджування) органічних відходів життєдіяльності тварин, харчових відходів, рослинної сировини та ін. З 1 кг відходів можуть бути отримані високоякісні мінеральні добрива та до 0,4 м<sup>3</sup> біогазу, що складається в основному з метану та діоксиду вуглецю.

## **9.2 Типи і характеристики промислових печей, застосовуваних в основній хімічній промисловості**

Промислові печі – це високотемпературні теплотехнічні або термотехнологічні установки, призначені для теплової обробки різних матеріалів з метою спрямованого проведення в них фізико-хімічних і енергетичних перетворень для одержання цільових продуктів заданої кількості і якості [16].

Пічний агрегат являє собою впорядкований комплекс обладнання, що складається із власне печі, обладнання для забезпечення пічного процесу, засобів і систем автоматизованого регулювання і керування пічним процесом.

**Класифікація печей.** Промислова піч – тепловий агрегат, призначений для виробництва теплової енергії і передачі її сировині, матеріалам або виробам, що піддаються тепловій обробці.

Печі класифікують за наступними основними ознаками [8, 39, 45].

1 За фізико-хімічною сутністю обробки і перетворення початкових матеріалів у цільові продукти:

- печі фізичні, у яких цільовий продукт піддається тепловій обробці без хімічних змін у матеріалі. У таких печах проводять процеси термообробки (нагрівання, загартування, відпускання, нормалізацію деталей машинобудування); термічне нагрівання робочих середовищ у пристроях, відділених від продуктів згоряння; термічного зневоднення розчинів і вологих продуктів (сушіння) та ін.;

- печі хімічні, в яких у цільовому продукті відбуваються термохімічні процеси. У таких печах проводять коксування, випал, піроліз, термічне розкладання (крекінг), термосинтез та інші процеси.

2 За видами нагрівання, теплообміну та джерелом теплової енергії:

- печі з полуменевим, радіаційним або комбінованим обігрівом за рахунок спалювання різних видів палива;

- печі електротермічні, в яких електрична енергія перетворюється в теплову з допомогою різних методів, при цьому використовують печі електродугові, електронно-променеві, індукційні, печі опору та ін.

3 За способами передачі тепла в робочому просторі печі бувають: конвективного типу (з теплообміном при безпосередньому контакті оброблюваного матеріалу з газовим середовищем) та контактного типу (з теплообміном середовищ через роздільну стінку).

4 За характером руху газових потоків і оброблюваних матеріалів: прямотечійні, протитечійні, перехреснотечійні печі; з прямолінійними або криволінійними газовими потоками та ін.

5 За конструктивними ознаками розрізняють печі горизонтальні (барабанні, з обертовим барабаном, муфельні, тигельні, тунельні, трубчасті та ін.), вертикальні (поличні, шахтні, з псевдозрідженим зернистим шаром або з шаром частинок, що повільно рухається, та ін.).

Більш детальна класифікація печей подана у книгах [16, 39].

В основній хімічній промисловості велике поширення одержали термотехнологічні печі, у яких за рахунок спалювання твердого, рідкого або газоподібного палива ведеться обробка хімічної сировини [31, 61]. Такі печі називаються *випалювальними*, вони призначені для термохімічної обробки сировини, у результаті якої відбувається зміна фізичних властивостей сировини і її хімічного складу. У процесі випалу початкова сировина безпосередньо контактує та реагує з виділюваними продуктами, у результаті в робочому об'ємі печі проходять процеси дисоціації, піролізу, кальцинації в комбінації з різними хімічними реакціями.

За хімізмом процесів, що проходять, розрізняють такі види випалу:

- окисний, метою якого є переведення хімічних сполук мінеральної сировини в оксидну форму (наприклад, випал сульфідів металів для одержання оксидів металів і діоксиду сірки);

- відновний, метою якого є одержання металів з їхніх оксидів або переведення оксидів вищої форми в нижчу (наприклад, процес прямого одержання губчастого заліза з його оксидів за допомогою створення в печі відповідного відновного середовища);

- окиснювально - відновний, при якому у первинну шихту вводиться деяка кількість вугілля, що призводить до утворення нижчих оксидів та спрощення їхньої подальшої переробки;

- кальцинуючий або декарбонізаційний випал, метою якого є видалення вологи і діоксиду вуглецю (наприклад, у виробництві кальцинованої соди), та термічне розкладання карбонатів металів на оксиди металів і діоксид вуглецю;

- випал у виробництві мінеральних в'язучих матеріалів та заповнювачів (наприклад, портланд - цементу, гіпсу, керамзиту та ін.);

- випал вапняку, керамічних мас, рудних концентратів та іншої мінеральної сировини для одержання кінцевих цільових продуктів.

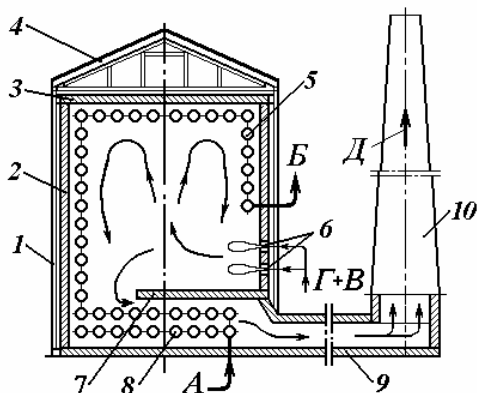
Також широко використовують *термохімічні (реакційні) печі*, призначені для проведення різних хімічних процесів при високих температурах з виділенням (екзотермічні печі) тепла або його споживанням (ендотермічні печі). Такі печі застосовують для спалювання сірки і сірководню з метою одержання діоксиду сірки, для спалювання рідкого жовтого фосфору при одержанні фосфорного ангідриду, для одержання ацетилену при піролізі вуглеводної сировини.

Принцип роботи, будова та розрахунок печей основної хімічної промисловості і підприємств будівельних матеріалів наведені в спеціалізованій літературі [16].

### 9.3 Будова і принцип роботи трубчастої печі

У нафтопереробних і нафтохімічних виробництвах для високотемпературного нагрівання нафтопродуктів, для їх стабілізації, для первинної і вторинної перегонки нафти, каталітичного крекінгу, для реакційних перетворень газоподібних і рідких продуктів при їх гідролізі, дегідруванні або піролізі та в інших процесах широкое застосування знайшли трубчасті печі [39, 45]. Трубчасті печі відносять до теплообмінних установок радіаційно-конвекційного типу, у яких генерована при спалюванні палива теплота передається через поверхню теплообмінних труб нафтопродуктам, які перебувають усередині труб і піддаються тепловій обробці.

Принципова конструктивна схема будови однокамерної трубчастої печі зображена на рис. 9.1.



**Рисунок 9.1 - Конструктивна схема трубчастої печі:**

А – подача сировини; Б – відведення продуктів; В – повітря; Г – топковий газ; Д – димові гази

1 – каркас печі; 2 – кладка; 3 – верхнє склепіння; 4 – покрівля; 5 – труби радіантної (топкової) камери; 6 – форсунки-горілки; 7 – перевальна стінка; 8 – труби конвекційної камери; 9 – димохід; 10 – димові труба

Трубчаста піч складається з корпусу - каркаса печі і цегляної кладки, футерованої вогнетривкими, теплоізоляційними і облицювальними матеріалами. Усередині корпусу розміщена топка, у якій спалюється паливо. Топка утворює радіантну камеру, у якій розміщені радіантні труби – екрани, зібрані у вигляді пучка теплообмінних труб 5. Паливо (рідке або газоподібне) спалюється в пальниках 6, при цьому у факелі згоряння палива звичайно досягається температура 1300 – 1600°C.

У радіантній камері до 90% теплоти передається до поверхні труб від факела і димових газів за допомогою випромінювання – радіації. Потім димові гази з температурою 700–900°C надходять у конвекційну камеру і обмивають пучок конвекційних труб 8, при цьому до 65 % теплоти нагрітих газів передається до поверхні труб конвективним способом.

Димові (топкові) гази з температурою 250–300°C через димохід і димар викидаються в атмосферу. Така температура газів, які відходять,

потрібна для створення необхідної природної тяги в димарі. Для утилізації тепла димових газів, що відходять, використовують повітрянагрівачі та котли - утилізатори. Подача до пальників попередньо підігрітого повітря інтенсифікує процес горіння, підвищує температуру спалювання, а також збільшує к.к.д. пічної установки від  $\eta = 0,70$  до  $\eta = 0,90$ .

Для більш рівномірного обігрівання труб в основному застосовують двокамерні трубчасті печі полуменевого або безполуменевого горіння з екранами одно- або двобічного випромінювання.

#### **9.4 Класифікація і типи трубчастих печей нафтопереробної промисловості**

У нафтопереробній промисловості одержали поширення *трубчасті печі*, у яких здійснюється спалювання палива з метою звільнення теплової енергії і використання її для проведення термотехнологічних процесів. Особливістю використання трубчастих печей у нафтопереробці є те, що продукти спалювання палива не змішуються з оброблюваним середовищем і процеси теплопередачі проходять через поверхню теплообміну, що розділяє продукти згорання і технологічне середовище.

Конструкції трубчастих печей розрізняють за такими класифікаційними ознаками:

- способом спалювання палива (факельне або безполуменеве);
- способом обігрівання труб і передачі тепла (конвективний, радіаційний, радіаційно-конвективне);
- за розміщенням камери згорання (горизонтальне, вертикальне) і її формою (прямокутна, циліндрична та ін.);
- за числом топкових камер і потоків сировини, що нагрівається (одно-, дво- і багатотопкові);
- за розташуванням трубних екранів (вертикальне, горизонтальне).

Для умовної позначки типу та основних характеристик трубчастих печей застосовують шифр, що складається з буквених і цифрових позначень. Літерні позначення характеризують тип печі (Б, В, Г, З, Р, Ц) і спосіб спалювання палива (Б – безполуменеве; Д – настільне з диференційованим підведенням повітря; Н – настільне та об'ємно-настільне; П – полуменеве (факельне) спалювання; З – полуменеве з вільним факелом; Р – безполуменеве з резервним рідким паливом).

Цифри позначають число камер (секцій) печі (1, 2, 3, 4); цифри, що записані у вигляді дробу, показують відношення поверхні радіантних труб до робочої довжини печі (труб).

Тип Б – печі вузькокамерні з безполуменевим спалюванням газоподібного палива та випромінюючими стінками, радіаційно-конвекційні з горизонтальними трубами, однією або двома камерами згорання і перемальованою стінкою, з незалежним регулюванням палива, що спалюється в пальниках кожного ряду, з нижнім відведенням димових газів.

Тип В – печі секційні, вузькокамерні, вертикальні циліндричного (ВЦ) або прямокутного (ВС) перетину, з вертикальним розташуванням труб у радіантній секції і горизонтальним розміщенням труб у конвекційній секції, з верхнім відведенням димових газів.

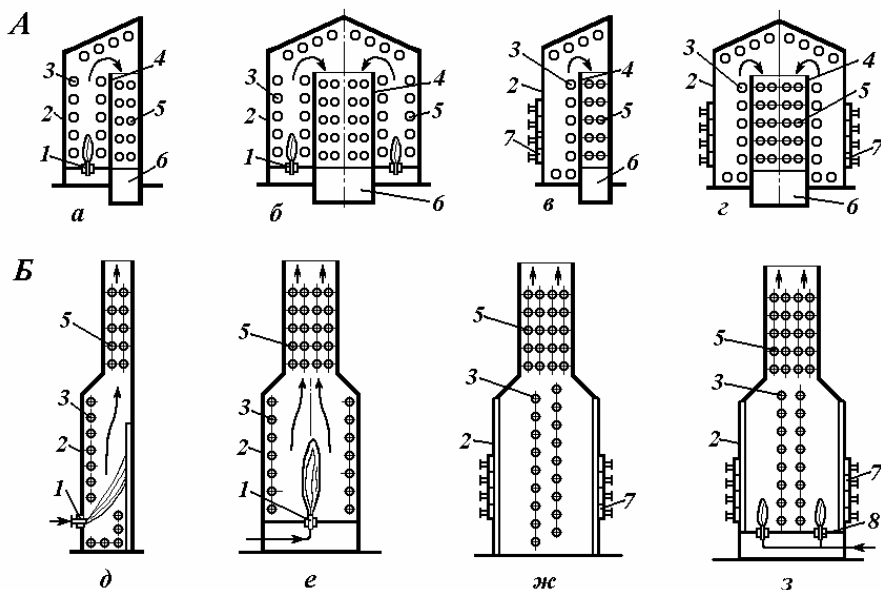
Тип Г – печі вузькокамерні з горизонтальним розташуванням труб, вертикально-факельного спалювання (ГС) або з об'ємно-настильним полум'ям (ГН), з верхнім відведенням димових газів.

Тип З – вертикальні печі з настільним полум'ям або випромінюючими стінами топки, з горизонтальним розташуванням труб, з центральним радіантним екраном, з верхньою конвекційною камерою та верхнім відведенням димових газів.

Тип Р – печі радіантно-конвективні з декількома камерами радіації, з вертикальним розташуванням труб, переважно використовуються в процесах каталітичного риформінгу.

Тип Ц – печі вертикальні, циліндричні.

Схеми деяких типів трубчастих печей зображені на рис. 9.2.



**Рисунок 9.2 – Конструктивні схеми деяких типів трубчастих печей:**

А – трубчасті печі типу Б з похилим зведенням: а – однокамерна з вільним полум'ям типу БС1; б – двокамерна типу БС2; в, г – безполуменевого горіння (одно- і двокамерна відповідно);

Б – трубчасті печі типу Г: д – однокамерна з настільним полум'ям типу (ГН1); е – з вертикальним вільним полум'ям і подовими паливками (типу ГС1); ж – безполуменевого горіння двокамерна (типу ГБ2); з – двокамерна безполуменевого горіння з резервним рідким паливом (типу ГР2);

1 – паливки (форсунок); 2 – корпус; 3 – радіантні труби; 4 – перевальна стінка; 5 – конвективні труби; 6 – димохід; 7 – панельні паливки; 8 – паливки резервного рідкого палива

Широкого поширення набули трубчасті печі з одно-, дво- або багатокамерними топками (радіантними камерами) і однією загальною конвективною камерою. Число радіантних камер визначається у залежності від теплової потужності печі і глибини термічної обробки сировини. У печах невеликої потужності застосовують одну радіантну і одну конвективну камеру.

На рис. 9.2 б і г зображені схеми двокамерних печей з похилим зведенням і нижнім відведенням димових газів.

Піч являє собою прямокутну камеру, на стінках якої розміщені форсунки полуменевого або безполуменевого горіння.

У камері горіння (топці) на верхньому похилому склепінні і нижньому поді розміщені горизонтально екрани з радіантних труб одnobічного обігріву, у яких провадиться тепла обробка сировини. Вибір числа радіантних камер, можливість регулювання кількості палива у кожній камері і застосування багатопотокової схеми подачі сировини забезпечують необхідну теплову потужність камер, рівномірність і ступінь нагрівання кожного з потоків сировини.

У центрі топкової камери розміщені перевальні стінки, що утворюють конвективну камеру із двостороннім відведенням димових газів. У конвективній камері розміщені горизонтально секції конвективних труб, омивані потоками димових газів, що відводяться. У середині труб рухається потік сировини, що нагрівається, (одно- або двопотокова схема подачі сировини). Димові (топкові) гази відводяться через лежак і спрямовуються в димар.

Застосовують також горизонтальні печі з однієї радіантною і декількома конвективними камерами, у яких звичайно розміщені трубчаткі конвективної секції, повітрянагрівачів, парогенераторів і пароперегрівників. Регулювання теплових потоків у секціях здійснюється за допомогою шиберів, установлених на виході димових газів з кожної секції.

Вертикальні трубчасті печі з верхнім або нижнім відведенням димових газів виконуються у вигляді вузькокамерних однієї або декількох радіантних секцій, у яких нагрівальні труби розташовуються горизонтально або вертикально. Печі виготовляють з вертикально-факельним спалюванням палива (типу ГС), з об'ємно-настильним спалюванням (типу ГН), з безполуменевим спалюванням і випромінюючими панелями (типу ББ – безполуменевого спалювання).

Теплообмінні секції (змійовики) трубчастих печей виготовляють із безшовних труб довжиною від 3 до 24 м і зовнішнім діаметром 60 – 219 мм із сталей, легованих нікелем, молібденом і хромом залежно від температури нагрівання. Перевагу віддають трубам меншого діаметра, найбільш часто використовують труби діаметром 102, 127 та 152 мм. Трубний екран (змійовик) збирають із прямих безшовних труб, що з'єднуються на поворотах за допомогою спеціальних пічних двійників (із кришками або без них). Для печей великої продуктивності використовують багатопотокові змійовики із числом потоків 6 – 24 [39].

Теплотехнічні характеристики деяких типів трубчастих печей подані в табл. 9.1.

ТАБЛИЦЯ 9.1 – Характеристики деяких типів трубчастих печей

Тип трубчастої печі (коротка характеристика)	Теплове навантаження, кВт	Питоме теплове навантаження радіантних труб, кВт/м <sup>2</sup>
ББ1 52/6 (однокамерна, безполуменевого спалювання)	3960	52,0
ББ2 316/12 (двокамерна, безполуменевого спалювання)	26200	58,0
ВР1 350/3,25 (однокамерна, факельного спалювання)	14600	29,0
ВР4 1400/13 (чотирикамерна, факельного спалювання)	58300	29,0
ГН 2 460/12 (двокамерна, настільного спалювання)	24400	41,0
ЗД2 280/12 (двокамерна, настільного спалювання)	18600	41,0
ЦС1 125/8 (циліндрична, факельного спалювання)	4900	29,0
РС4 642/10 (піч реформінгу, чотирикамерна)	24400	41,0

Трубні секції розташовують горизонтально або вертикально, віддають перевагу вертикальному розміщенню труб внаслідок їх більш високої теплонапруженості (до 70 кВт/м<sup>2</sup>) та виключенню прогинання труб при їх температурних подовженнях. Труби зі сталі 1Х23Н18 допускають нагрівання до 930°С при максимальній температурі нагрівання сировини 800–830°С, труби зі сталі 1Х25Н20 допускають температуру нагрівання до 1050°С при максимальній температурі нагрівання сировини до 850 – 900°С.

### 9.5 Основні показники роботи трубчастих печей

Основними показниками роботи трубчастих печей є [39]:

- продуктивність – масова витрата сировини, що нагрівається, у заданому інтервалі температур, кг/г (кг/с);
- теплопродуктивність – теплова потужність – кількість тепла, корисно переданого сировині, Вт;
- теплова напруженість топкового простору – кількість тепла, виділюваного в одиницю часу в одиниці об'єму печі, Вт/м<sup>3</sup>. Звичайно в трубчастих печах теплова напруженість топкового простору становить 40 – 80 кВт/м<sup>3</sup>;
- теплонапруженість теплообмінної поверхні – щільність теплового потоку – кількість тепла, сприйманого одиницею площі поверхні теплопередачі в одиницю часу, Вт/м<sup>2</sup>. Теплонапруженість залежить від місця і способу розташування труб у камерах печі (у радіантній або конвективній, горизонтальне або вертикальне), стану поверхні труб (гладкі або оребрені), корисної різниці температур, способу спалювання газу (факельне або безполуменево). Теплонапруженість у радіантних камерах значно вища (25 – 40 кВт/м<sup>2</sup>), ніж у конвекційних (10 – 20 кВт/м<sup>2</sup>);
- тепловий коефіцієнт корисної дії – відношення теплової потужності до повної кількості тепла, виділюваного при спалюванні палива. Величина к.к.д. залежить від температури і коефіцієнта надлишку повітря, що подається у топку, від температури газів, що відводяться,

стану теплової ізоляції, герметичності печі та ін. Звичайно для більшості трубчастих печей к.к.д. перебуває в межах від 0,65 до 0,85.

**Корисне теплове навантаження печі** – теплопродуктивність – визначає сумарні витрати тепла на нагрівання сировини і її фізико-хімічні перетворення в процесі теплової обробки.

Теплове навантаження нагрівальної печі, у якій не відбуваються фізико-хімічні перетворення сировини, визначають за формулою

$$Q_{\text{пол}} = G_c (c_2 T_2 - c_1 T_1) = G_c (H_{T_2} - H_{T_1}),$$

де  $G_c$  – масова витрата сировини, кг/с;  $c_1, c_2$  – теплоємності сировини на вході та виході печі при температурах  $T_1$  і  $T_2$  відповідно, Дж/(кг·К);  $H_1, H_2$  – ентальпія сировини на вході і виході печі, Дж/кг.

Повне корисне теплове навантаження нагрівально-реакційної печі, у якій відбуваються термічні перетворення сировини, розраховують за формулою [39, с. 370]:

$$Q_{\text{пол}} = G_c \left[ e H_{T_2} + (1 - e) h_{T_2} + \beta q_p - h_{T_1} \right], \quad (9.1)$$

де  $e$  – масова частка відгону сировини на виході з печі при температурі  $T_2$ ;  $H_{T_2}$  – ентальпія парової фази сировини;  $h_1, h_2$  – ентальпія рідкої фази сировини на вході і виході печі при температурах  $T_1$  і  $T_2$  відповідно;  $\beta$  – ступінь конверсії сировини;  $q_p$  – тепловий ефект реакції конверсії сировини, Дж/кг.

Повне теплове навантаження печі розподіляють у секціях радіантної і конвективної частин змійовиків пропорційно їх тепловим навантаженням. Звичайно в радіантній камері трубчастої печі тепло передається ефективно при температурі димових газів 750–1000°C, тому в конвективній камері температура димових газів, як правило, коливається в інтервалі 750 – 300°C. Отже, якщо взяти значення температури димових газів на перевальній стінці в інтервалі 750 – 800°C, то можна визначити теплове навантаження радіантної і конвективної секцій.

## 9.6 Спалювання палива та об'єм продуктів горіння

Основними горючими елементами будь-якого виду палива є водень, вуглець і домішки сірки; супутніми елементами палива є волога (вода), азот, кисень, домішки інших газів, а також мінеральні домішки (зола). Вміст горючих і негорючих компонентів в одиниці маси палива визначають його енергетичні характеристики і склад продуктів горіння.

*Спалювання палива – горіння* – являє собою термохімічний процес, при якому проходять реакції окиснювання компонентів палива киснем повітря, що примусово подається в топку печі. Саме в результаті реакцій окислювання відбувається виділення теплоти і утворюються продукти спалювання – димові (топкові) газу.

*Теплотворною здатністю* палива називають кількість тепла, що виділяється при спалюванні 1 кг палива. При спалюванні газоподібного палива теплотворну здатність відносять до 1 м<sup>3</sup> газу, приведенного до нормальних умов.

Розрізняють теплотворну здатність вищу і нижчу.

Вищою теплотворною здатністю називають кількість тепла, що виділяється в результаті хімічної реакції при повному згорянні 1 кг сухої маси палива.

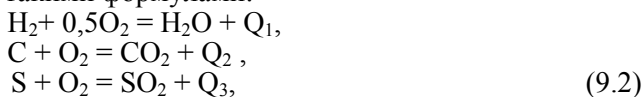
Нижчою теплотворною здатністю називають кількість тепла, що фактично виділяється в результаті спалювання 1 кг палива з урахуванням витрати тепла на утворення продуктів горіння. Так, при спалюванні водню виділяється теплота в кількості 12840 кДж/нм<sup>3</sup>, при цьому утворюється водяна пара, на утворення якої витрачається тепло в кількості 2080 кДж/нм<sup>3</sup>. Отже, нижча теплотворна здатність спалювання водню дорівнює 10760 кДж/нм<sup>3</sup>, вона менша вищої теплотворної здатності, яка дорівнює 12840 кДж/нм<sup>3</sup>.

У таблиці 9.2 наведені дані щодо складу і теплотворної здатності газоподібного палива деяких родовищ.

ТАБЛИЦЯ 9.2 – Склад і теплотворність природного і попутного газів нафтовидобутку деяких родовищ

Назва газу, родовище	Склад сухого газу, % об'єм.								Теплотворність, Q <sub>н</sub> , кДж/нм <sup>3</sup>
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	
Природний газ									
Дашавське	97,9	0,5	0,2	0,1	–	0,1	1,2	–	35590
Шебелинське	93,2	4,4	0,8	0,6	0,3	0,1	0,8	–	35800
Оренбурзьке	82,1	3,7	1,5	1,4	2,2	0,5	7,5	1,3	35110
Попутний газ нафтовидобутку									
Глинсько–Розбишевське	43,0	22,5	20,0	8,0	0,64	-	-	5,8	58500
Качанівське	83,6	6,9	3,1	0,4	-	-	-	-	37770

Реакції окислювання (згорання) компонентів газоподібного палива киснем виражаються такими формулами:



де Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, Q<sub>3</sub> – теплотворна здатність горючих компонентів палива, кДж/нм<sup>3</sup>.

На основі реакцій згорання компонентів палива та їхнього вмісту у складі палива можна розрахувати теоретичний об'єм продуктів згорання (за нормальних умов) та теплоту згорання палива.

Реакції горіння та теплота згорання компонентів горючої газової суміші для деяких газів наведені в табл. 9.3.

У відповідності до реакцій горіння (9.2) впливає, що на спалювання 2 кг водню витрачається 16 кг кисню і при цьому утворюється 18 кг води та виділяється тепло; на спалювання 1 кг вуглецю витрачається 32/12=2,666 кг кисню та утворюється 44/12=3,666 кг діоксиду вуглецю; на спалювання 1 кг сірки витрачається 1 кг кисню і утворюється 2 кг сірчастого газу і т.д.

ТАБЛИЦЯ 9.3 – Реакції горіння і теплота згоряння деяких компонентів газоподібного палива

Компонент газової суміші, формула	Реакція горіння	Теплота згоряння, кДж/нм <sup>3</sup>	
		вища	нижча
Водень, H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> + 0,5O <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> O	12840	10760
Метан, CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub> + 2O <sub>2</sub> = C <sub>2</sub> + 2H <sub>2</sub> O	39750	35710
Етан, C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> + 3,5O <sub>2</sub> = 2C <sub>2</sub> + 3H <sub>2</sub> O	69640	63577
Етилен, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> + 3O <sub>2</sub> = 2C <sub>2</sub> + 2H <sub>2</sub> O	63510	59465
Пропан, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> + 5O <sub>2</sub> = 3C <sub>2</sub> + 4H <sub>2</sub> O	99106	91030
Пропілен, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> + 4,5O <sub>2</sub> = 3C <sub>2</sub> + 3H <sub>2</sub> O	92460	86408
Бутан, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> + 6,5O <sub>2</sub> = 4C <sub>2</sub> + 5H <sub>2</sub> O	128500	118407
Бутилен, C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> + 6O <sub>2</sub> = 4C <sub>2</sub> + 4H <sub>2</sub> O	121790	113714
Вуглець, C	C + O <sub>2</sub> = C <sub>2</sub>	12645	-
Окис вуглецю, CO	CO + 0,5O <sub>2</sub> = CO <sub>2</sub>	12636	12636
Пентан, C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> + 8O <sub>2</sub> = 5C <sub>2</sub> + 6H <sub>2</sub> O	157890	145776
Гексан, C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> + 9,5O <sub>2</sub> = 6C <sub>2</sub> + 7H <sub>2</sub> O	176240	162100
Сірка, S	S + O <sub>2</sub> = SO <sub>2</sub>	12650	-
Сірководень, H <sub>2</sub> S	H <sub>2</sub> S + 1,5O <sub>2</sub> = SO <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> O	25405	23383

Подібним чином при спалюванні 1 кг горючих компонентів палива можна визначити об'єми одержуваних газоподібних продуктів (приведені до нормальних умов, нм<sup>3</sup>/кг):

- при спалюванні водню утвориться водяної пари

$$V_{H_2O} = \frac{22,43 \cdot 2}{4} = 11,1;$$

- при спалюванні вуглецю утвориться діоксиду вуглецю

$$V_{CO_2} = \frac{22,43}{12} = 1,87;$$

- при спалюванні сірки утвориться діоксиду сірки

$$V_{SO_2} = \frac{22,43}{32} = 0,7.$$

Нижчу теплотворну здатність одного кг рідкого або твердого палива (кДж/кг) звично розраховують за формулою Д.І. Менделєєва [39]

$$Q_n = 339,1C + 1030H - 108,9(O - S) - 16,75W, \quad (9.3)$$

де  $Q_n$  – кількість виділюваного тепла, кДж/кг;  $C, H, O, S$  – компонентний склад палива, % мас.;  $W$  – вміст води у паливі, % мас.

Теплотворну здатність – питому теплоту згоряння – газоподібного палива звичайно визначають за довідковими даними [55].

За відсутності даних нижчу питому теплоту згоряння газової суміші (кДж /нм<sup>3</sup>) рекомендовано [16, с. 148] визначати за залежністю

$$Q_n = 358CH_4 + 590C_2H_4 + 636C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + 1185C_4H_{10} + 1465C_5H_{12} + 108H_2 + 127,7CO + 234H_2S \quad (9.4)$$

де  $Q_n$  – кількість виділюваного тепла при спалюванні  $1 \text{ м}^3$  газового палива,  $\text{кДж/м}^3$ ;  $\text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_4, \text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_6, \dots, \text{H}_2, \text{C}$  і т.д. – вміст горючих компонентів у газовій суміші, % об'єм.

Теоретичну витрату повітря, необхідну для спалювання  $1 \text{ кг}$  газового палива, визначають за залежністю

$$L_0 = \frac{0,0267C + 0,08H + 0,01(S - O)}{0,23}, \quad (9.5)$$

де  $C, H, O, S$  – загальний вміст горючих елементів у паливі, % мас.;  $0,23$  – вміст кисню в повітрі,  $\text{кг/кг}$ .

Звичайно витрата повітря в реальному процесі помітно більша теоретично потрібного, крім того, додаванням надлишку повітря регулюють температуру процесу горіння та одержуваних продуктів.

Практичну витрату повітря визначають за залежністю

$$L = \alpha L_0, \quad (9.6)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря, що залежить від елементного складу палива, способу спалювання і температури горіння; для печей на рідкому або твердому паливі  $1,15 < \alpha < 1,6$ ; для газових печей з випромінюючими стінками  $\alpha = 1,03 - 1,07$ .

Загальна кількість продуктів згорання (димових газів), що утворюються при спалюванні  $1 \text{ кг}$  палива, дорівнює

$$G_z = 1 + \alpha L_0 + W_g, \quad (9.7)$$

де  $W_g$  – кількість водяної пари, що надходить із подаваним у піч повітрям,  $W_g = \alpha L_0 d_g$ ;  $d_g$  – вологовміст повітря, що надходить до печі.

Компонентний склад димових газів, що утворюються при спалюванні  $1 \text{ кг}$  газового палива, визначають за формулами:

$$\begin{aligned} m_{N_2} &= 0,77\alpha L_0 + x_{N_2}, & m_{CO_2} &= 0,0367C, \\ m_{O_2} &= 0,23(\alpha - 1)L_0, & m_{H_2O} &= 0,09H, \end{aligned} \quad (9.8)$$

де  $x_{N_2}$  – масова частка азоту в паливі;  $C$  та  $N$  – масова частка вуглецю і водню в паливному газі відповідно.

Теоретичний об'єм димових газів, що утворюються при спалюванні  $1 \text{ кг}$  палива, приведений до нормальних умов, дорівнює

$$V_m = V_0 - 0,056\left(H - \frac{O}{8}\right) + \frac{9H + W}{80,5}. \quad (9.9)$$

Також можна обчислити загальний об'єм димових газів з урахуванням їхнього компонентного складу, при цьому

$$V_{mz} = \sum_1^n V_i = 22,4 \sum_1^n \left[ \frac{m_i}{M_i} \right], \quad (9.10)$$

де  $V_i$  – об'єм окремих компонентів димових газів;  $m_i, M_i$  – масова частка та молярна маса окремих компонентів димових газів відповідно.

Об'єм димових газів при робочих умовах у печі дорівнює

$$V_{pz} = V_{mz} \left[ \frac{(273 + t)}{273} \right], \quad (9.11)$$

де  $t$  – температура в робочому просторі печі, °С.

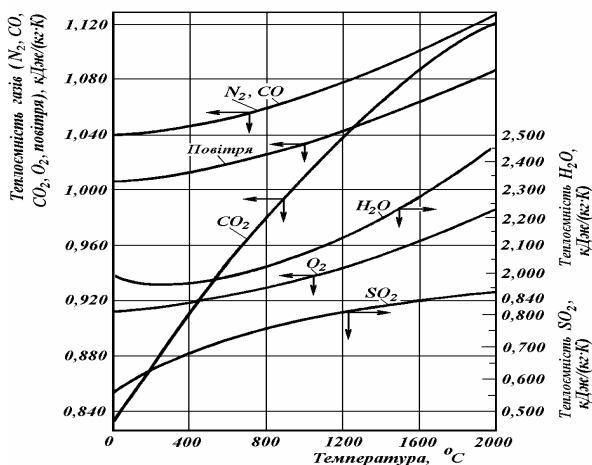
Теоретичну температуру продуктів горіння можна розрахувати за рівнянням

$$t_{nz} = H_{nz} / c_{nz}, \quad (9.12)$$

де  $H_{nz}$  – ентальпія димових газів, Дж/кг;  $c_{nz}$  – теплоємність димових

газів, що вираховується за правилом адитивності,  $c_{nz} = \sum_1^m (c_n \cdot y_n)$ ;

$c_n$ ,  $y_n$  – теплоємність та об'ємна частка окремих компонентів димових газів відповідно.



На рис. 9.3 зображені графіки для визначення масової теплоємності газів у залежності від температури.

**Рисунок 9.3 – Залежність теплоємності деяких газів від температури**

Витрата повітря (нм<sup>3</sup> на нм<sup>3</sup> газу) і об'єм продуктів згорання розраховують залежно від коефіцієнта надлишку повітря і компонентного складу газу, який спалюється.

Тепловміст (ентальпію) димових газів розраховують на основі рівнянь теплових балансів з урахуванням ентальпії, витрат і коефіцієнта надлишку повітря, фізичної теплоти палива, а також теплотворної здатності та об'ємно частки компонентів палива, при цьому

$$H_{nz} = [H_o \alpha L_o + \sum_1^n (c_i t_i y_i) + \sum_1^n (q_i \cdot y_i)] / V_{nz}, \quad (9.13)$$

де  $H_{nz}$  – ентальпія димових газів, кДж/нм<sup>3</sup>;  $H_o$  – ентальпія повітря, подаваного в топку;  $V_{nz}$  – загальний об'єм продуктів згорання палива (димових газів), нм<sup>3</sup>;  $c_i$  – теплоємність компонентів газової суміші;  $t_i$  – температура початкова газової суміші, °С;  $y_i$  – об'ємна частка компонентів газової суміші;  $q_i$  – питома теплотворна здатність горючих компонентів газової суміші, кДж/нм<sup>3</sup>.

Результати розрахунків процесу спалювання газового палива різної теплотворної здатності  $u$  залежності від коефіцієнтів надлишку повітря  $\alpha=1,0-3,0$  зручно зобразити у формі діаграм ентальпія – температура. На рис. 9.4 наведені результати розрахунку параметрів процесу повного згорання природного газу з теплотворною здатністю  $Q_H = 35,6 \text{ МДж/нм}^3$  залежно від початкової температури і коефіцієнта надлишку повітря [16, с.149].

Наприклад, при спалюванні природного газу і подачі холодного повітря з коефіцієнтом надлишку  $\alpha=1,1$  температура продуктів згорання дорівнює  $1900^\circ\text{C}$ , при подачі холодного повітря із коефіцієнтом надлишку  $\alpha = 2,0$  температура продуктів горіння знижується до  $1200^\circ\text{C}$ , а при подачі підігрітого до  $600^\circ\text{C}$  повітря з тим самим коефіцієнтом надлишку температура продуктів згорання підвищується до  $2300^\circ\text{C}$ .

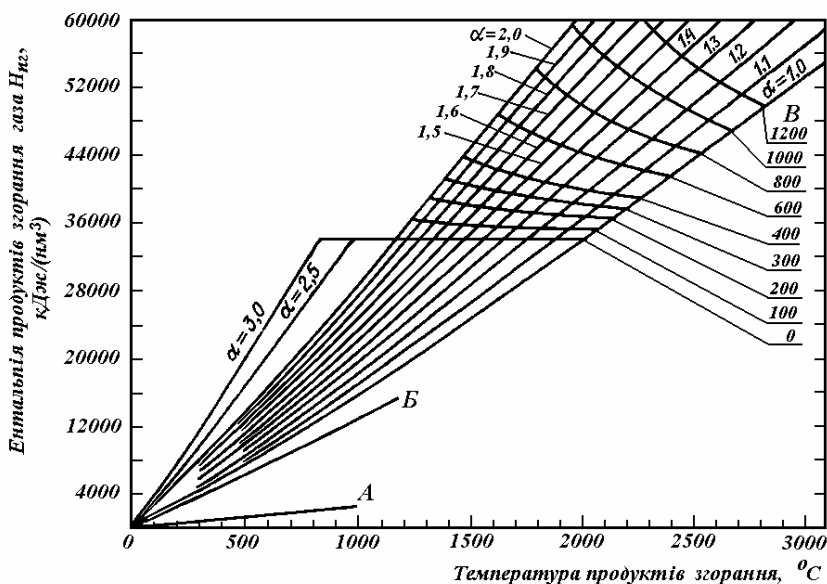


Рисунок 9.4 – Залежність параметрів процесу повного згорання природного газу ( $Q_H = 35,6 \text{ МДж/нм}^3$ ) у повітрі: А – ентальпія  $1 \text{ м}^3$  газу; Б – ентальпія повітря для згорання  $1 \text{ нм}^3$  газу при  $\alpha=1,0$ ; В – початкова температура повітря,  $^\circ\text{C}$

Дійсну температуру продуктів згорання палива і ентальпію димових газів визначають із урахуванням втрат теплоти в навколишнє середовище та пірометричного коефіцієнта горіння палива, при цьому залежно від типу печі при спалюванні газового палива пірометричний коефіцієнт становить величину  $\eta_n = 0,7-0,75$ .

У табл. 9.4 наведені результати розрахунків при спалюванні природного газу із теплотворною здатністю  $Q_H = 35,6 \text{ МДж/нм}^3$ .

ТАБЛИЦЯ 9.4 - Результати розрахунків повного згорання природного газу в повітрі залежно від коефіцієнта надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8
Витрата повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газу	9,43	10,37	11,32	12,26	13,20	14,14	15,09	16,97
Об'єм продуктів згорання, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газу	10,47	11,41	12,36	13,30	14,24	15,19	16,13	18,01

Як паливо в промислових печах ще часто використовують рідке паливо – нафту сиру, мазути різних марок та ін.

Рідке паливо розпоршують у топковій камері за допомогою форсунок і спалюють у потоці повітря аналогічно до спалювання газових сумішей.

У таблиці 9.5 наведені елементний склад і теплотворна здатність деяких видів рідкого палива.

ТАБЛИЦЯ 9.5 – Елементний склад і теплотворна здатність деяких видів рідкого палива

Вид палива	Елементний склад палива, % мас.						Теплотворність $Q_{\text{н}}$ , кДж/кг
	C <sup>r</sup>	H <sup>r</sup>	S <sup>r</sup>	N+O	Ar	w <sub>p</sub>	
Мазут малосірчистий марок 80 й 100	87,6	10,5	0,9	1,0	0,3	4,0	38690
Солярове масло	86,5	12,8	0,4	0,3	-	-	42330
Нафта сира	83-87	14-11	0,5-2	~0,3	-	~0,3	~42000

Приклади розрахунків процесів горіння і температури одержуваних димових газів залежно від виду використовуваного палива наводяться в книзі [23], а також у спеціальній літературі.

### 9.7 Тепловий баланс трубчастої печі і витрата палива

Необхідне теплове навантаження печі і витрату палива визначають на основі рівнянь теплового балансу, що враховує статті прибутку і витрати тепла.

Прибуткові статті теплового балансу печі при спалюванні 1 кг палива включають:

1 Фізичне тепло, що надходить із паливом: 
$$q_{\text{мф}} = \sum_1^n (m_i c_i t_i),$$

де  $m_i$  – масова частка компонентів палива;  $c_i$ ,  $t_i$  – теплоємність і температура окремих компонентів палива відповідно.

2 Фізичне тепло, що надходить до топки з подаваним повітрям,

$$q_{\text{вф}} = \alpha L_o c_a t_a, \quad (9.14)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря, кг/кг;  $L_o$  – теоретична витрата повітря, потрібного для спалювання 1 кг палива;  $c_a$  – теплоємність повітря;  $t_a$  – температура повітря, що надходить, °C.

3 Прибуток тепла в результаті згорання палива  $q_{\text{зм}} = g_m q_m = 1 \cdot q_m$ , де  $q_m$  – теплотворна здатність палива, Дж/кг.

4 При спалюванні рідкого палива для його розпилення у форсунки подають водяну пару, тепло якої дорівнює  $q_{ен} = W_{ен} H_{ен}$ , де  $W_{ен}$  – витрата водяної пари, кг/кг палива;  $H_{ен}$  – ентальпія пари, Дж/кг.

**Загальний прибуток тепла** у печі (теплова потужність печі) при спалюванні певної масової витрати палива дорівнює:

$$\begin{aligned} Q_{пр} &= G_m [ q_{mf} + q_{ef} + q_{em} + q_{ен} ] = \\ &= G_m [ \sum_1^n (m_i c_i t_i) + \alpha L_o c_e t_e + q_m + W_{ен} H_{ен} ] \end{aligned} \quad (9.15)$$

де  $G_m$  – масова витрата палива, кг/с.

**Видаткові статті** теплового балансу включають:

1 Тепло, корисно використане в печі сировиною, що переробляється, визначається за рівнянням (7.22) або (9.1).

2 Тепло, що віднімається утилізаторами тепла в димоході, за наявності в ньому повітропідігрівників або змішувачів для одержання пари дорівнює  $Q_{ум}$ .

3 Тепло, що виноситься із димовими газами, що виходять із печі, дорівнює

$$Q_{дз} = G_{нз} \sum_1^m (m_{нз} c_{нз} t_{нз}) = G_{нз} H_{нз}, \quad (9.16)$$

де  $G_{нз}$  – витрата димових газів, кг/с;  $m_{нз}$  – масова частка компонентів димових газів;  $c_{нз}$  – теплоємність компонентів димових газів;  $t_{нз}$  – температура димових газів, що відходять;  $H_{нз}$  – ентальпія димових газів.

4 Тепло, що передається у навколишнє середовище через кладку печі, дорівнює  $Q_{пот}$ .

Звичайно в трубчастих печах теплові втрати через кладку печі становлять від 3 до 8% від загальної теплової потужності печі.

**Загальна витрата тепла** в трубчастій печі дорівнює

$$Q_{рас} = Q_{пол} + Q_{пот} + Q_{дз} + Q_{ум}. \quad (9.17)$$

Порівнюючи залежності (9.15) - (9.17) і розв'язуючи їх спільно щодо витрати палива, одержали

$$G_m = \frac{Q_{рас}}{[ q_{mf} + q_{ef} + q_{em} + q_{ен} ]}. \quad (9.18)$$

Коефіцієнт корисної дії трубчастої печі дорівнює

$$\eta = \frac{Q_{пол}}{Q_{рас}}. \quad (9.19)$$

К.к.д. трубчастої печі можна підвищити за рахунок часткової утилізації тепла димових газів, що відходять, при цьому для забезпечення природної тяги в димоході кінцеву температуру димових

газів беруть не нижче 300°C. При встановленні витяжних димососів температура димових газів може бути знижена до 150°C.

### 9.8 Закономірності тепловіддачі в камерах трубчастих печей

У радіантній камері (що одночасно є топкою) трубчастої печі тепло згорання палива передається до поверхні екранів радіантних труб переважно тепловим випромінюванням (до 75% від кількості виділюваного в камері тепла), а також конвекцією за рахунок омивання труб димовими газами. Передане випромінюванням до поверхні труб тепло розподіляється нерівномірно, звернені до пальників або до випромінюючих поверхонь ділянки труб нагріваються приблизно в 1,8 разу інтенсивніше, ніж тильні поверхні. У камерах із двостороннім опроміненням обігрівання труб відбувається більш рівномірно. Через нерівномірне обігрівання труб і відкладення в змійовиках продуктів розкладання сировини в радіантних секціях можливі прогари труб, що є основною причиною зупинення печі на ремонт [45].

У радіантній камері статтями прибутку тепла, переданого поверхні радіантних труб, є:

- тепло випромінюючих поверхонь (палаючого факела і панелей - стінок топки), при цьому відповідно до закону Стефана – Больцмана

$$Q_1 = C_{1-2} \varphi F_{cm} \left[ \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \right], \quad (9.20)$$

де  $C_{1-2}$  – наведений коефіцієнт взаємного випромінювання поверхонь теплообміну;  $F_{cm}$  – випромінююча поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;  $T_2$ ,  $T_1$  – температури випромінюючої і променепоглинаючої поверхні відповідно, К;  $\varphi$  - кутовий коефіцієнт, що залежить від розмірів топки і взаємного розташування теплообмінних поверхонь;

- тепло, випромінюване нагрітими димовими газами, дорівнює

$$Q_2 = C_0 \varepsilon F_p \left[ \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \right], \quad (9.21)$$

де  $C_0$  – коефіцієнт взаємного випромінювання димових газів і радіантних труб;  $\varepsilon$  - ступінь чорноти випромінюючих димових газів;

- тепло, передане конвекцією від димових газів до поверхні радіантних труб, дорівнює

$$Q_{кр} = \alpha_{кр} F_p (T_2 - T_1), \quad (9.23)$$

де  $\alpha_{кр}$  – коефіцієнт тепловіддачі при конвективному теплообміні;  $F_p$  – поверхня теплообміну радіантних труб,  $F_p = \pi d_n L n$ ;  $d_n$  – зовнішній діаметр труб;  $L$  – корисна довжина труб;  $n$  – число труб.

Коефіцієнт тепловіддачі при режимі вільної конвекції димових газів до радіантних труб визначають за залежністю

$$\alpha_{кр} = 2,1(T_2 - T_1)^{0,25}, \quad (9.24)$$

при цьому в інтервалі різниці температур  $(T_2 - T_1) = 100 - 900$  коефіцієнт тепловіддачі зростає від 6,6 до 11,4 Вт/(м<sup>2</sup>·К) [39, с.368].

Теплонапруженість поверхні радіантних труб (за рахунок вільної конвекції димових газів) становить

$$q_{pk} = \alpha_{kp} (T_2 - T_1). \quad (9.25)$$

Частка тепла, переданого конвекцією, становить 20-25% від загальної потужності теплового потоку, що передається в радіантній камері.

Через труднощі, що виникають при визначенні температур випромінюючої і променепоглинаючої поверхонь, а також коефіцієнтів взаємного випромінювання в розрахунковій практиці частіше використовують спрощені методики, які забезпечують задовільну збіжність результатів розрахунку із практичними даними.

Так, для розрахунку поверхні радіантних труб використовують методику проф. Н.І. Белокопя, докладно викладену в книгах [23, 39].

Для попереднього визначення поверхні теплообміну радіантної камери використовують формулу

$$F_p = \frac{Q_p}{q_p}, \quad (9.26)$$

де  $Q_p$  – тепловий потік, переданий сировині в радіантній камері, кВт;  $q_p$  – теплонапруженість радіантних труб, за практичними даними для трубчастих печей  $q_p = 30 - 50$  кВт/м<sup>2</sup>.

Потім проводять тепловий розрахунок, визначають температуру димових газів на перевальній стінці, середній коефіцієнт тепловіддачі в радіантній камері і уточнюють розрахункову поверхню теплообміну.

**У конвекційній камері** до 70% від виділюваного в конвекційній секції тепла, або близько 25% від загальної корисної потужності печі, передається конвективним трубам шляхом конвекції – нагріванням труб за рахунок омивання їх потоком нагрітого газу, а також за рахунок теплового випромінювання кладки печі і димових газів.

У трубних пучках коефіцієнт тепловіддачі при шаховому розміщенні труб у пучку вищий, ніж при коридорному розміщенні. Крім того, коефіцієнт тепловіддачі до поверхні труб зростає зі зменшенням числа труб і зі скороченням відстані між ними, тому що це підвищує швидкість руху газів у конвекційній камері.

Загальний (сумарний) коефіцієнт тепловіддачі в конвекційній камері рекомендовано обчислювати за формулою [45, с. 472]

$$\alpha_{ок} = 1,1(\alpha_k + \alpha_{лк}), \quad (9.27)$$

де  $\alpha_{ок}$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;  $\alpha_{лк}$  – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням у конвекційній камері.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі конвекцією при шаховому розміщенні труб рекомендоване рівняння

$$\alpha_{\kappa} = 0,35Eu^{0,6} / d_n^{0,4}, \quad (9.28)$$

де  $E$  – коефіцієнт, що залежить від фізичних властивостей і середньої температури димових газів у конвекційній камері, для діапазону зміни середньої температури газів від 300 до 700°C коефіцієнт зростає від 19,2 до 23,5;  $u$  – масова швидкість руху газів, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $d_n$  – зовнішній діаметр конвективних труб.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховують за формулою [39, с. 370]

$$\alpha_{лк} = 0,0256T_{cp} - 9,3, \quad (9.29)$$

де  $T_{cp}$  – середня температура димових газів у конвекційній камері, що визначається за рівнянням

$$T_{cp} = (T_n - T_{кз}) / \ln(T_n / T_{кз}), \quad (9.30)$$

де  $T_n$ ,  $T_{кз}$  – температура газів на перевальній стінці і на виході з конвекційної камери відповідно, °К.

Теплонапруженість поверхні конвективних труб дорівнює

$$q_{ок} = \alpha_{ок} \Delta t_{\kappa}, \quad (9.31)$$

де  $\Delta t_{\kappa}$  – середня корисна різниця температур між димовими газами і зовнішньою поверхнею конвективних труб, яка визначається за середньологарифмічною залежністю.

Стадією, що лімітує процес теплопередачі від димових газів до нафтової сировини в конвективних трубах, є тепловіддача від газів до стінок труб, тому загальну поверхню конвективних труб розраховують за відомою формулою

$$F_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{q_{ок}} = \frac{Q_{\kappa}}{\alpha_{ок} \Delta t_{\kappa}}. \quad (9.32)$$

Загальна поверхня теплопередачі трубчастої печі дорівнює сумі поверхонь теплообміну труб радіантної і конвективної камер

$$F_o = F_p + F_{\kappa}. \quad (9.33)$$

### 9.9 Послідовність теплового розрахунку трубчастої печі

**Вихідні дані.** Для розрахунку і вибору трубчастої печі необхідно уточнити вихідні дані, які включають:

- продуктивність печі за вихідною сировиною (кг/с), властивості і склад сировини, початкову і кінцеву температуру сировини, частку відгону і теплоту випаровування продуктів відгону, температуру і теплоту реакції, ступінь конверсії сировини;
- склад використовуваного палива та орієнтовну температуру димових газів, що відводяться.

**Завданнями розрахунку є:** визначення корисної і повної теплової потужності печі, витрати палива та подаваного повітря, поверхонь нагрівання (діаметра, числа і довжини труб) конвективної і радіантної секцій печі, а також геометричних (габаритних) розмірів печі і димаря.

**Розрахункова схема** печі вибирається залежно від потужності пічного агрегату і технологічних процесів, що відбуваються в ньому, виду і способу спалювання палива, типу печі і розташування труб у секціях печі, числа камер горіння та інших факторів. З урахуванням обраної схеми і процесів, що відбуваються в печі, варто орієнтовно задати температуру спалювання палива, температуру газів на перевальній стінці - на вході в конвективну камеру, а також температуру подаваного повітря і коефіцієнт надлишку повітря.

У літературі [23, 39, 45] рекомендується наступний порядок розрахунку трубчастої печі.

1 Визначення повного корисного теплового навантаження печі і окремих її секцій залежно від способу теплової обробки сировини і процесів, що відбуваються в секціях.

2 Розрахунок процесу горіння палива з метою визначення теплотворної здатності палива, розрахунок витрати повітря на спалювання палива, тепломісткості і температури продуктів спалювання, масових і об'ємних витрат димових газів.

3 Визначення повної теплової потужності печі з урахуванням всіх видів втрат тепла, витрати палива, к.к.д. печі. Загальну кількість виділюваного в печі тепла звичайно розподіляють щодо радіантної і конвекційної камер у відношенні  $Q_p/Q_k=3:1$ .

4 Розрахунок інтенсивності теплообміну в радіантній камері (топці), визначення поверхні нагрівання радіантних труб, їхнього числа, діаметра і довжини, а також основних розмірів топки.

5 Розрахунок конвективної поверхні нагрівання труб, їхнього числа, діаметра і довжини, а також визначення розмірів камери конвекції.

6 Визначають втрати напору в газовому тракті печі і розраховують основні розміри димаря (діаметр і висоту) [23, 45].

### **Запитання та вправи для самоконтролю**

- 1 Коли й з якою метою використовують печі та пічні установки?
- 2 За якими ознаками класифікують печі хімічних виробництв?
- 3 Як улаштована і працює типова однокамерна трубчаста піч?
- 4 За якими ознаками класифікують трубчасті печі нафтопереробних виробництв?
- 5 Нарисуйте двокамерну трубчасту піч і опишіть принцип її роботи.
- 6 Як розміщують труби в радіантній і конвективній камері печі?
- 7 Які основні показники характеризують роботу трубчастої печі?
- 8 Як розрахувати теплове навантаження трубчастої печі?
- 9 Складіть рівняння теплового балансу трубчастої печі.
- 10 Як розрахувати витрати палива і к.к.д. трубчастої печі?
- 11 Від яких показників роботи трубчастої печі залежать температура згорання палива і об'єм димових газів?
- 12 Запишіть рівняння теплообміну і поясніть, як відбувається теплопередача в радіантній камері трубчастої печі?
- 13 Запишіть рівняння теплообміну і поясніть, як відбувається теплопередача в конвективній камері трубчастої печі?
- 14 Викладіть послідовність теплового розрахунку трубчастої печі.

Випарювання широко застосовують у харчовій, хімічній, хіміко-фармацевтичній і багатьох інших галузях промисловості як метод теплової та фізико-хімічної обробки розчинів. У процесі випарювання з розчину, що здебільшого являє собою однорідну систему та включає розчинник і розчинену нелетку речовину, виділяють і видаляють у вигляді пари частину розчинника, при цьому відбувається підвищення концентрації розчиненої речовини, що перебуває в розчині.

Випарювання застосовують у промисловості в таких випадках [53]:

- для концентрування водно-сольових розчинів з подальшим виділенням із них методами кристалізації мінеральних солей і добрив (наприклад, поваренної солі, аміачної селітри, сульфату амонію та ін.) [60], а також харчових продуктів (наприклад, сахарози);

- для підвищення концентрації розчиненого середовища та одержання висококонцентрованих продуктів (наприклад, у харчовій промисловості при одержанні згущеного молока, сиропів, томатної пасти та ін.); у хімічній промисловості при концентруванні гліцерину, фенолоформальдегідних смол і багатьох інших речовин;

- для опріснення солоних і забруднених мінералізованих вод, для переробки морської води з метою одержання прісної води, а також для вилучення з розчинів і морської води корисних речовин.

Випарні установки являють собою складний інженерно-енергетичний комплекс, що повинен забезпечити достатню продуктивність, високу якість готової продукції, усталену роботу та характеризуватися низькими енергетичними витратами.

Оскільки випарювання пов'язане з великою витратою енергії, то основним завданням при проектуванні випарних установок є раціональна організація процесу з урахуванням конкретних завдань і мінімізація (оптимізація) енергетичних і капітальних витрат.

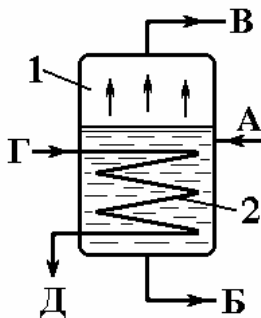
### 10.1 Загальна характеристика процесу випарювання

Процес підвищення концентрації розчиненої солі (речовини) у розчині внаслідок випаровування та відведення із системи частини розчинника називається *випарюванням*, апарати, у яких проводиться процес випарювання, називаються *випарними*. Установки, що включають комплекс обладнання, яке забезпечує проведення процесу випарювання та одержання продуктів, називаються *випарними установками*.

Принципова схема процесу випарювання подана на рис. 10.1.

Початковий (вихідний) розчин подають у випарний апарат 1 і нагрівають за допомогою гарячого теплоносія, що подається у гріючу каме-

ру 2. Як гарячий теплоносій найчастіше використовують насичену водяну пару, яку називають *первинною (гріючою) парою*. Водяна пара конденсується у просторі гріючої камери, виділене при цьому тепло конденсації пари передається через стінки трубок розчину та нагріває його до температури кипіння, при цьому із розчину випаровується частина розчинника.



**Рисунок 10.1 – Принципова схема процесу однокорпусного (простого) випарювання:**

А – початковий розчин; Б – випарений розчин;  
В – вторинна (сокова) пара; Г – гріюча пара; Д – конденсат гріючої пари;

1 – випарний апарат; 2 – гріюча камера

Пара, отримана із розчину в результаті випарювання частини розчинника, називається *вторинною (соковою) парою*. Вторинна пара виділяється з розчину в *сепараційній частині* випарного апарата і після очищення від бризок розчину виводиться з випарного апарата, а потім або використовується як теплоносій в інших апаратах, або конденсується в конденсаційній системі, і конденсат використовується для виробничих потреб.

У промислових випарних установках застосовують такі основні *способи* випарювання: *однократне* (просте) випарювання, *багатократне* (багатокорпусне) випарювання, а також *випарювання із застосуванням теплового насоса*, при якому провадиться стискування сокової пари і використання її як гріючої пари [11, 19, 30, 35, 36, 53].

Просте випарювання розчинів проводять в одному випарному апараті і випарну установку називають *однокорпусною*, у такій установці теплота сокової пари здебільшого не використовується.

У великотоннажних виробництвах використовують багаторазове випарювання, реалізоване в *багатокорпусних випарних установках (БКВУ)*, у яких послідовно з'єднані декілька випарних апаратів, при цьому гріюча пара обігріває тільки перший корпус, а для обігрівання наступних корпусів використовують сокову пару попередніх корпусів. Багатокорпусні випарні установки дозволяють значно знизити енергетичні витрати у процесі випарювання, хоча при цьому зростають капітальні витрати та витрати на обладнання і його експлуатацію.

В однокорпусних випарних апаратах процес випарювання може проводитися *під розрідженням – вакуумом, під атмосферним або під надлишковим тиском*. Випарювання під вакуумом дозволяє знизити температуру кипіння розчину, використати теплоносій з низьким тепловим потенціалом, а також виключає розкладання термічно нестійких розчинів. Випарювання під атмосферним тиском - найменш економічний метод, тому що при цьому не використовують теплоту сокової пари. Випарювання під надлишковим тиском дозволяє використати теп-

лоту одержуваної сокової пари для обігрівання інших корпусів або для застосування як теплоносія в інших установках (екстрапара). У багато-корпусних випарних установках різні корпуси працюють під різним тиском, що дозволяє управляти температурою кипіння розчину і використати сокову пару попередніх корпусів для обігрівання наступних корпусів.

Залежно від взаємного напрямку потоків гріючої пари і початкового розчину розрізняють багатокорпусні установки прямотечіїні, протитечіїні та з паралельним живленням корпусів.

*В установках прямотечіїного типу* гріюча пара і випарований розчин надходять у перший корпус паралельно (розчин у випарну камеру, гріюча пара – у гріючу камеру), а потім переходять у наступні корпуси в тому ж самому напрямку. *В установках протитечіїного типу* випарований розчин і гріюча пара рухаються із корпуса в корпусу у протилежних напрямках. Так, якщо початковий розчин подається у перший корпус, то гріюча пара подається в останній корпус БКВУ.

*В установках з паралельним живленням* свіжий розчин надходить в усі корпуси одночасно, також одночасно відводиться упарений розчин; гріюча пара обігріває перший корпус, інші корпуси можуть обігріватися або гріючою парою або соковими парами попередніх корпусів.

За організаційно-технічною структурою процес випарювання проводять періодично або безперервно.

*При періодичному випарюванні* розчин завантажують в один апарат і випарюють до заданої концентрації, потім концентрований розчин випускають у ємність-сховище, а апарат заповнюють новою порцією свіжого розчину і процес повторюють. *У безперервному процесі* випарювання відбувається при безперервній дозованій подачі свіжого розчину і безперервному відведенні концентрованого розчину, також безперервно подається гріюча пара та відводиться сокова пара.

У хімічній промисловості використовують великотоннажні багато-корпусні випарні установки безперервної дії, що дозволяють випарювати в одній установці кілька десятків тонн води за годину.

В окремих випарних установках контактного типу як теплоносії використовують димові гази, що барботують у вигляді пухирців через шар киплячого розчину. При такому прямому контакті гарячих газів із розчином відбувається нагрівання розчину, випаровування розчинника та відведення вторинної пари з топковими газами в систему конденсації [21, 57].

## **10.2 Фізико-хімічна сутність процесу випарювання**

Фізико-хімічну сутність процесу випарювання розглянемо стосовно до випарювання водно-сольових розчинів.

Випарювання базується на здатності розчинника випаровуватися (переходити з рідкої фази в парову) залежно від фізико-хімічних влас-

тивостей розчинника, температури розчину, природи розчиненої солі та її концентрації в розчині. Отже, фізико-хімічна сутність процесу випарювання полягає у тому, щоб за рахунок підведеної ззовні теплоти підвищити пружність насиченої пари розчинника, перевести частину розчинника із рідкої фази в парову та видалити останню із системи. У процесі випарювання відбувається обмін енергією (теплом) між теплоносієм і розчином, наслідком якого є перехід частини розчинника з рідкої в парову фазу. При відведенні частини розчинника і підвищенні концентрації розчиненої солі в розчині відбуваються зміни внутрішньомолекулярних структур ненасиченого, насиченого і пересиченого розчину, одночасно змінюються теплофізичні властивості розчину (теплоємність, теплопровідність), підвищуються в'язкість і поверхневий натяг розчину. Таким чином, першою стадією процесу випарювання є підведення до розчину потрібної кількості тепла, в цьому разі при випарюванні, як різновиді теплообмінного процесу, рушійною силою теплопередачі є різниця температур між гріючою парою та температурою кипіння розчину.

Наступним етапом у процесі випарювання є міжфазний обмін речовиною (масою), пов'язаний з фазовими переходами рідкої фази в парову (для розчинника) або з рідкої фази у тверду (для розчиненої солі при її концентруванні та кристалізації). Такі процеси є масообмінними, для них рушійною силою процесу випарювання є різниця між тиском насиченої пари розчинника у рідкій фазі при температурі розчину та тиском пари розчинника у паровій фазі при температурі її насичення. Звичайно, щоб відбувся процес випарювання розчину потрібно, щоб тиск пари розчинника у розчині був вищим, ніж тиск пари розчинника над розчином у паровому просторі.

Отже, в цілому процес випарювання варто вважати тепломасообмінним, у якому за рахунок швидкості підведення тепла в розчин (теплообмінного процесу) забезпечуються певна швидкість випарювання частини розчинника і перехід його з рідкої фази в парову (масообмінний процес).

Для створення умов та підвищення швидкості випарювання розчинника водно-сольовий розчин піддають тепловій обробці - нагріванню, при цьому зі збільшенням температури розчину підвищується пружність пари розчинника, що сприяє їхньому переходу з рідкої фази в парову.

Зниження тиску над розчином - вакуумування - також збільшує швидкість випарювання та сприяє переходу розчинника в парову фазу, при цьому знижується температура кипіння розчину, що дозволяє використовувати для обігріву випарних апаратів гріючу пару низького тиску. Одночасне підвищення температури розчину і зниження тиску над ним дозволяє проводити процес випарювання з високою інтенсивністю.

У процесі випарювання тепло, що необхідне для нагрівання розчину до температури кипіння та випаровування частини розчинника, підводиться у випарний апарат через поверхню нагрівання - стінки труб гріючої камери, що розділяють розчин і теплоносії.

Для нагрівання розчину як *гарячий теплоносії* використовується насичена водяна пара, що має високу приховану теплоту конденсації, а також забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі при конденсації на поверхні труб гріючої камери. Змінюючи тиск гріючої пари, регулюють температуру її конденсації і відповідно температуру кипіння розчину.

Сокова пара, що утворюється в процесі випарювання, є насиченою і містить незначну кількість бризок випарюваного розчину. Вважають, що температура сокової пари, що відводиться, відповідає температурі випару чистого розчинника при певному тиску в апараті.

Вторинна пара розчинника, що відводиться із апаратів багато-корпусної випарної установки, є вторинним теплоносієм із трохи меншим тепловим потенціалом у порівнянні з первинною гріючою парою, тому сокова пара може бути повторно використана в інших апаратах як теплоносії. При конденсації сокової пари у поверхневому конденсаторі отримують практично чистий розчинник - конденсат, використовуваний для технологічних потреб.

Особливістю випарювання водно-сольових розчинів є те, що розчинена сіль являє собою нелетку сполуку і, отже, залишається в розчині, а вторинна (сокова) пара, яка утворюється при випарюванні та відводиться із апарата, містить тільки пари розчинника. У результаті відведення частини розчинника із розчину та зі зменшенням у системі його маси при постійній кількості розчиненої солі у розчині поступово підвищується концентрація солі і, отже, регулюючи кількість видаленого із розчину розчинника, можна регулювати концентрацію солі у випареному розчині.

Перехід розчинника з розчину в парову фазу може відбуватися шляхом його *випаровування* з поверхні розчину без кипіння та без утворення парових пухирців, що буває при температурах, нижчих за температуру кипіння розчину, тобто при недогрітому до кипіння розчині.

Звичайно у випарних установках процес випарювання проходить переважно *при кипінні* розчину за рахунок утворення парових пухирців, що утворюються в об'ємі розчину, піднімаються до поверхні дзеркала випаровування, збільшуючись при цьому у розмірі. Такий процес відбувається в дещо перегрітих розчинах, коли їхня температура на кілька градусів вища температури кипіння при даному тиску.

### **10.3 Деякі властивості водно-сольових розчинів**

При випарюванні відбуваються зміни властивостей розчину, які варто враховувати в технологічних розрахунках випарних установок.

Відповідно до фізичної теорії водно-сольовий розчин являє собою однорідну систему, у якій розчинена речовина - сіль – знаходиться у

розчиннику, при цьому молекули солі рівномірно розподілені між молекулами розчинника та не вступають з ними в хімічну взаємодію.

Відповідно до хімічної теорії, розробленої Д.І. Менделєєвим, молекули солі можуть вступати в хімічні взаємодії з молекулами розчинника, утворюючи певні структури - сольвати і гідрати. Про це свідчить як зменшення загального об'єму розчину в результаті розчинення певних початкових об'ємів солі у розчиннику, так і теплові (ендотермічні та екзотермічні) ефекти, що проявляються при розчиненні солі або її кристалізації з розчину, причому ці взаємодії є індивідуальними для кожної розчиненої речовини.

При визначенні властивостей водно-сольових розчинів часто застосовують правило адитивності (правило пропорційного внеску), відповідно до якого значення обумовленої величини для цілого об'єкта дорівнює сумі значень величин, що відповідають його частинам (наприклад, адитивність об'єму означає, що повний питомий об'єм суміші дорівнює сумі питомих об'ємів компонентів, що входять у суміш).

**Концентрація розчину.** Вміст розчиненої речовини у певній кількості розчину або розчинника називається його концентрацією. Концентрацію виражають різними способами, у тому числі через масову, мольну та об'ємну концентрації.

Для подальших розрахунків доцільно використовувати масову концентрацію - число грамів солі, розчиненої в 100 грамах розчину, що відповідає % мас.:

$$b_c = \frac{G_c}{G_p} \cdot 100 = \frac{G_c}{(G_c + W_p)} \cdot 100, \quad (10.1)$$

або через відносну масову частку розчиненої солі в розчині

$$x_c = \frac{G_c}{G_p} = \frac{G_c}{(G_c + W_p)}, \quad (10.2)$$

де  $b_c$  – концентрація розчиненої солі в розчині, % мас.;  $x_c$  – масова концентрація солі в розчині, мас. частки;  $G_c$ ,  $G_p$ ,  $W_p$  – маса розчиненої солі, розчину і розчинника відповідно, кг.

Особливістю водно-сольових розчинів є обмежена розчинність солі в певній кількості розчинника за певної температури. Розчини, у яких вміст солі менший, ніж її гранична розчинність при даній температурі, називаються *ненасиченими*. Розчини, що перебувають у динамічній рівновазі із сіллю при даній температурі, називаються *насиченими*.

Розчини, що містять сіль у більшій кількості в порівнянні з розчинністю солі при даній температурі, називаються *пересиченими*, останні є нестійкими і такими, що проявляють схильність до кристалізації [6]. Дані щодо розчинності різних солей у воді залежно від температури наведені в літературі [6, 34, 48].

**Густина розчинів.** Маса розчину, що займає об'єм  $1 \text{ м}^3$ , називається його *густиною*. Густина водно-солевих розчинів залежить від концентрації розчиненої солі в розчині і його температури, при цьому густина ненасичених розчинів звичайно підвищується зі збільшенням концентрації (при постійній температурі) і знижується з підвищенням температури (при постійній концентрації). Дотепер немає надійних рівнянь, які дозволяли б розрахувати густина розчинів залежно від властивостей розчинника і концентрації розчиненої солі, тому в практичних розрахунках використовують експериментальні дані [47, 48].

**Теплоємність розчинів.** Теплоємність водно-солевих розчинів у більшості випадків зменшується з підвищенням концентрації розчиненої солі. Оскільки теплоємність не має адитивних властивостей, то у технічних розрахунках використовують наближені формули [33, 49]:

- для розведених та низькоконцентрованих водних розчинів ( $x_c < 0,2$ ) використовують формулу

$$c_p = 4190(1 - x_c); \quad (10.3)$$

- для концентрованих двокомпонентних розчинів ( $0,2 < x_c < x_{нас}$ ) розрахунок ведуть за формулою

$$c_p = 4190(1 - x_c) + c_c \cdot x_c, \quad (10.4)$$

де  $c_p, c_c$  – теплоємності розчину і безводної розчиненої солі відповідно, Дж/(кг·К);  $x_c, x_{нас}$  – концентрація розчиненої речовини і розчинної солі у розчині відповідно, мас. частки.

**Теплопровідність розчинів.** Теплопровідність водно-солевих розчинів визначає швидкість перенесення тепла на межі поділу між теплопередаючою поверхнею і розчином. Для водних розчинів електролітів коефіцієнт теплопровідності практично лінійно зменшується з підвищенням концентрації розчиненої солі (за постійної температури) [41, с.463] і незначно збільшується з підвищенням температури за рахунок збільшення коефіцієнта теплопровідності розчинника (води). Для деяких водних розчинів електролітів у книгах [33; 49, с.642] наведені значення коефіцієнта теплопровідності при температурі  $20^\circ\text{C}$ .

Збільшення коефіцієнта теплопровідності водних розчинів солей з підвищенням температури можна врахувати за допомогою формули

$$\lambda_{pT} = \lambda_{p20} \cdot f_T, \quad (10.5)$$

де  $\lambda_{p20}, \lambda_{pT}$  – теплопровідність розчину певної концентрації при температурах  $20^\circ\text{C}$  і робочій температурі відповідно;  $f_i$  – коефіцієнт, величина якого залежить від температури і який може бути визначений за даними, наведеними у табл. 10.1.

Таблиця 10.1 – Значення коефіцієнта  $f_i$  у формулі (10.5)

$t, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70	80	90	100	110
$f_i$	1,048	1,069	1,088	1,105	1,119	1,130	1,137	1,141

**В'язкість водно-сольових розчинів.** В'язкість водно-сольових розчинів залежить від фізичної природи і концентрації розчиненої солі, а також від температури розчину: вона збільшується з підвищенням концентрації солі і зменшується з підвищенням температури [48, с.715]. У літературі відсутні розрахункові рівняння, що дозволяють визначити в'язкість водно-сольових розчинів залежно від властивостей розчинника і розчиненого, а також концентрації розчиненої солі. Звичайно в'язкість розчинів визначають за експериментальними даними, наведеними у таблицях та на графіках.

Якщо відоме значення в'язкості розчину відомої концентрації при певній температурі, то вплив температури на в'язкість розчину з високою точністю враховується рівнянням Гузмана - Андраде [34, с.26].

В'язкість висококонцентрованих водних розчинів деяких солей можна розрахувати за емпіричною залежністю [6, с.18]:

$$\mu_p = A\mu_w \exp[(B/T) + CL], \quad (10.6)$$

де  $\mu_w, \mu_p$  – в'язкість води і розчину при температурі  $T$  (К) відповідно, МПа·с;  $A, B, C$  – емпіричні коефіцієнти, що враховують властивості розчиненої солі, концентраційну і температурну залежності;  $L$  – молярна концентрація розчиненої солі в розчині, г-моль солі на 1 кг води.

**Теплота розчинення (кристалізації).** Утворення розчину при розчиненні солі в розчиннику завжди супроводжується тепловим ефектом, тому що при розчиненні відбувається руйнування кристалічної ґратки речовини, хімічна взаємодія іонів і катіонів у розчині з розчинником. Результатом розчинення є ендотермічний або екзотермічний ефект. Ендотермічний ефект супроводжується поглинанням теплоти і відповідно зниженням температури розчину, екзотермічний ефект супроводжується виділенням теплоти і підвищенням температури розчину. Установлено, що утворення гідратів у розчині супроводжується підвищенням температури розчину (наприклад, при розчиненні їдкового луґу, їдкового натрію та ін.). Солі, що не утворюють гідратів при розчиненні, розчиняються з поглинанням тепла і зі зниженням температури (наприклад, хлориди натрію і калію, нітрати амонію, калію та ін.).

Кількісною мірою теплового ефекту є *інтегральна теплота розчинення* – кількість тепла, що поглинається (або виділяється) у результаті розчинення одиниці маси речовини в певному великому об'ємі розчинника, та вимірювана в кДж/моль, або кДж/кг.

Інтегральна теплота розчинення враховує зміну ентальпії розчину при розчиненні 1 моля речовини в певному числі молів розчинника

$$\Delta q_p = \frac{\Delta H}{n_2} = \frac{[H - (n_1 H_1 + n_2 H_2)]}{n_2}, \quad (10.7)$$

де  $H$  – ентальпія розчину, що утворився, при відношенні молів розчиненої речовини і розчинника,  $n_1/n_2$ ;  $H_1$ ,  $H_2$  – ентальпія розчиненої речовини і розчинника відповідно, Дж/моль.

Загальноприйнято, що теплота розчинення солі чисельно дорівнює теплоті кристалізації, але протилежна їй за знаком [33].

Теплота розчинення солей у воді залежить від природи розчинної речовини, її концентрації в розчині та температури, за якої відбувається розчинення солі та формування кристалогідратних блоків. Так, при розчиненні безводної солі у воді теплота розчинення вища, ніж при розчиненні її кристалогідратів, причому теплота розчинення зменшується зі збільшенням числа молекул кристалогідратної води в речовині.

Випарювання сольового розчину супроводжується підвищенням концентрації розчиненої солі і відповідно тепловим ефектом концентрування, при цьому

$$\Delta q_k = \frac{\Delta q_p (x_k - x_n)}{M_c}, \quad (10.8)$$

де  $\Delta q_k$  – питома теплота концентрування розчину, Дж/кг;  $x_k$ ,  $x_n$  – концентрація кінцевого і початкового розчину, що випарюється, відповідно частки мас.;  $\Delta q_p$  – питома теплота розчинення солі в розчиннику, Дж/моль;  $M_c$  – молекулярна маса розчиненої солі.

Значення теплоти розчинення солей визначаються дослідним шляхом і наводяться в літературі [6, с. 189; 33; 48, с. 612].

#### 10.4 Температурні втрати і температура кипіння водно-сольових розчинів

Відомо, що температура кипіння водно-сольового розчину завжди вища за температуру кипіння чистого розчинника при однаковому тиску і, отже, пружність пари чистого розчинника завжди вища пружності пару розчинника у розчині певної концентрації при однаковому тиску (див. рис. 10.2), при цьому з підвищенням тиску в системі температура кипіння розчину підвищується [33, 53].

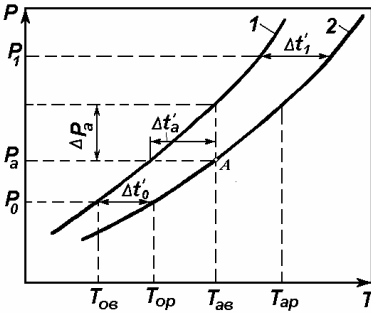
**Температурна депресія.** Різниця між температурами кипіння розчину певної концентрації і чистого розчинника при однаковому тиску називають *температурною (фізико-хімічною) депресією*, її величина визначається за формулою

$$\Delta t'_k = t_{kp} - t_{кв}, \quad (10.9)$$

де  $\Delta t'_k$  – температурна (фізико-хімічна) депресія, обумовлена властивостями і концентрацією розчиненої солі в розчині;  $t_{kp}$ ,  $t_{кв}$  – температури кипіння розчину заданої концентрації і води відповідно при певному тиску, °С.

На рис. 2 показана зміна температури кипіння води та водно-сольового розчину певної концентрації у залежності від тиску в апараті, відповідно до тиску можна знайти величину температурної депресії

(наприклад, при тиску над розчином  $P_a$  підвищення температури кипіння розчину складає  $\Delta t'_a$ ) або різницю пружностей насиченої пари розчинника над розчином та у розчині при однаковій температурі (наприклад,  $\Delta P_a$  при температурі  $T_{ae}$ ).



**Рисунок 10.2** - Зміна температур кипіння води (крива 1) і водно-сольового розчину (крива 2) залежно від тиску в апараті:

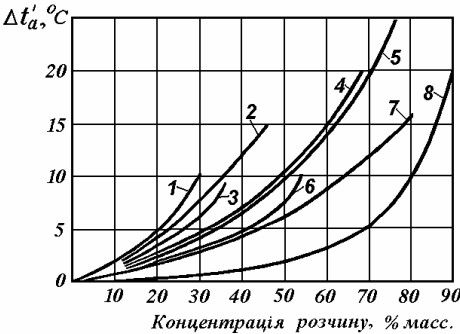
$P_o$  – розрідження (вакуум);  $P_a$  – атмосферний тиск;  $P_1$  – підвищений тиск;  $T_{op}$ ,  $T_{ap}$  – температури кипіння розчину;  $\Delta t'_o$ ,  $\Delta t'_a$  – температурна депресія розчину при тиску в апараті  $P_o$  та  $P_a$  відповідно

Як бачимо із рис. 10.2, у загальному випадку температурна депресія підвищується зі збільшенням тиску в апараті.

Величина температурної депресії залежить від фізичної природи розчиненої солі, її концентрації в розчині, а також від тиску в апараті.

На рис. 10.3 наведені графіки зміни величини температурної депресії при атмосферному тиску для розчинів деяких солей залежно від їх властивостей і концентрації розчиненої солі.

При визначенні величини температурної депресії для розчинів, що киплять під атмосферним тиском, найбільш надійними є експериментальні дані, наведені в літературі [33, 57].



**Рисунок 10.3** - Залежність температурної депресії водно-сольових розчинів при атмосферному тиску від концентрації розчиненої солі:

1 – NaCl; 2 –  $\text{NH}_4\text{Cl}$ ; 3 – KCl; 4 –  $\text{NaNO}_3$ ; 5 –  $\text{NH}_4\text{NO}_3$ ; 6 –  $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ ; 7 –  $\text{KNO}_3$ ; 8 – сахароза

Для розчинів, що киплять під вакуумом або під надлишковим тиском, величину температурної депресії можна визначити приблизно, використовуючи правило Бабо [33] або рівняння І.О. Тищенко з відповідними поправками.

За методом І.О. Тищенко [53, 60] величина температурної депресії для розчинів, що киплять під тиском, визначається за формулою

$$\Delta t'_{\text{кр}} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{T^2}{r} \cdot \Delta t'_{\text{ка}} = \psi \cdot \Delta t'_{\text{ка}}, \quad (10.10)$$

де  $\Delta t'_{\text{ка}}$  – температурна депресія при атмосферному тиску, °C;  $T$  – температура кипіння води, K;  $r$  – теплота випаровування розчинника (води) при заданому тиску в апараті, кДж/кг;  $\psi$  – коефіцієнт, який враховує зміну тиску в апараті та визначається за графіком [53].

У температурному діапазоні для води 50–160°C коефіцієнт  $\psi$  можна розрахувати (з похибкою  $\pm 0,3\%$ ) за формулою

$$\psi = 0,68 + 0,0068(t - 50). \quad (10.11)$$

**Гідростатична депресія.** У промислових випарних апаратах розчин випаровується в кип'ятильних трубках, які звичайно розміщені вертикально в гріючих камерах та мають висоту від 2 до 9 м, при цьому висота стовпа розчину значно підвищує гідростатичний тиск по висоті труб і відповідно підвищується температура кипіння розчину.

Підвищення температури кипіння розчину певної концентрації за рахунок збільшення гідростатичного тиску стовпа рідини у апараті називають *гідростатичною депресією*.

Гідростатичну депресію розраховують для середньої висоти кип'ятильних трубок, при цьому підвищення температури кипіння за рахунок гідростатичного тиску стовпа рідини розглядають як збільшення температури кипіння розчинника за рахунок підвищення тиску в апараті, еквівалентного тиску стовпа розчину.

Підвищення гідростатичного тиску стовпа розчину тиску в середній частині трубок (щодо їхньої висоти) розраховують за формулою [33]:

$$\Delta p_p = \frac{\rho_p g H_T}{2}, \quad (10.12)$$

де  $\rho_p$  – густина випареного розчину при температурі кипіння, кг/м<sup>3</sup>;  $H_m$  – загальна висота труб гріючої камери, м.

Кипіння розчину в середньому шарі труб відбувається під тиском

$$P_{\text{кв}} = P_a + \Delta p_p, \quad (10.13)$$

де  $P_a$  – тиск над розчином у паровій фазі, Па;  $\Delta p_p$  – підвищення тиску за рахунок гідростатичного тиску стовпа розчину, Па.

Визначивши за таблицями для насиченої водяної пари температури випаровування води  $t_{\text{кв}}$  і  $t_a$  при тисках  $P_{\text{кв}}$  і  $P_a$  відповідно [33, 35], можна визначити величину гідростатичної депресії, що дорівнює

$$\Delta t_2'' = t_{\text{кв}} - t_a. \quad (10.14)$$

Величина гідростатичної депресії часто може перевищувати величину температурної депресії, особливо при випарюванні розчинів слабо-розчинних солей під вакуумом.

**Гідравлічна депресія.** У герметичних випарних установках сокова пара з певною швидкістю відводиться в конденсаційну систему, при цьому виникає гідродинамічний опір трубопроводів і апаратів, що вимагає деякого підвищення тиску в системі, щоб компенсувати гідравлі-

чні втрати тиску. Підвищення температури кипіння розчину, обумовлене гідродинамічним опором трубопроводів і апаратів конденсаційної системи, називають *гідравлічною (гідродинамічною) депресією*. Звичайно ця величина становить 1–3°C для одного корпусу випарної установки.

З вищесказаного випливає, що загальне підвищення температури кипіння розчину в одному корпусі випарної установки дорівнює

$$\sum \Delta t = \Delta t'_{\kappa} + \Delta t''_{\epsilon} + \Delta t'''_{\epsilon 0}, \quad (10.15)$$

де  $\Delta t'_{\kappa}$ ,  $\Delta t''_{\epsilon}$ ,  $\Delta t'''_{\epsilon 0}$  – температурна (концентраційна), гідростатична і гідродинамічна депресія відповідно, °C.

Сумарну депресію, обчислену за рівнянням (10.15), часто називають *температурними втратами при кипінні* розчину в закритому випарному апараті.

Враховуючи температурні втрати, *температуру кипіння розчину* в закритому апараті визначають за такою залежністю:

$$T_{\text{кип.р}} = T_{\text{кв}} + \sum \Delta t, \quad (10.16)$$

де  $T_{\text{кв}}$  – температура кипіння розчинника (води) при заданому тиску в апараті, °C;  $\sum \Delta t$  – температурні втрати при кипінні розчину.

### 10.5 Технологічний розрахунок однокорпусної установки

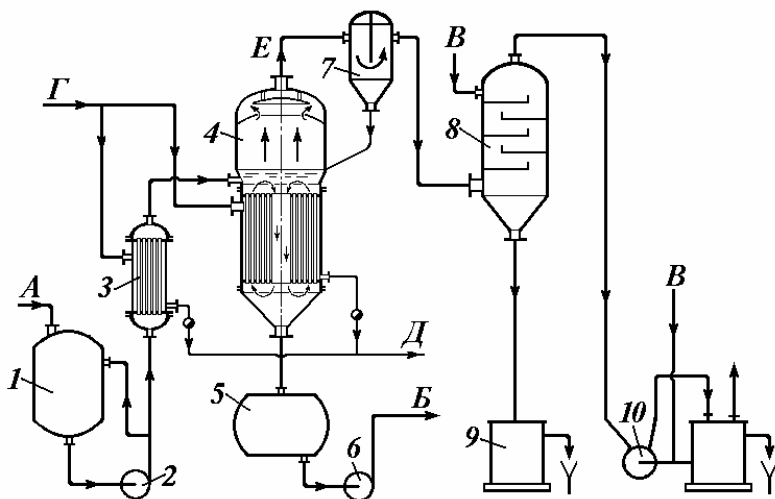
Однокорпусні випарні установки використовують у тому випадку, якщо продуктивність установки невелика, вона працює в періодичному режимі та економія тепла не має істотного значення.

Принципова схема однокорпусної випарної установки, що працює під вакуумом, подана на рис.10.4.

Початковий розчин із ємності 1 подається насосом 2 у підігрівач 3, де нагрівається до температури кипіння, потім розчин надходить у нижню частину сепараційної камери 4 для випарювання. Розчин випаровується за рахунок тепла конденсації гріючої пари, що надходить у міжтрубний простір гріючої камери, при цьому розчин нагрівається всередині труб гріючої камери та кипить в просторі над трубною дошкою гріючої камери. Випарений до заданої концентрації розчин відводиться із випарного апарата у ємність 5 випареного розчину та насосом 6 відкачується на подальшу переробку. Сокова пара, що утворюється при кипінні розчину, відводиться через бризкоуловлювач 7 у барометричний конденсатор 8, де пара конденсується при прямому контакті її з водою, що подається, на тарілки конденсатора. Суміш конденсату і води відводиться через барометричну трубу у барометричний ящик 9, а потім у систему оборотного водопостачання. Неконденсовані гази відводяться з конденсатора 8 на всмоктування вакуум-насоса 10 і потім викидаються в атмосферу.

Випаровування під вакуумом має деякі переваги, основними з яких є зниження температури кипіння розчину, що випаровується, а також

можливість використання водяної пари низького тиску для обігрівання гріючої камери випарного апарата.



**Рисунок 10.4 - Принципова схема однокорпусної випарної установки:**

А – початковий розчин; Б – випарений розчин; В – вода; Г – гріюча пара; Д – конденсат гріючої пари; Е – сокова пара;

1 – ємність (сховище) вихідного розчину; 2, 6 – насос; 3 – підігрівач розчину; 4 – випарний апарат; 5 – ємність випареного розчину; 7 – бризкоуловлювач; 8 – барометричний конденсатор; 9 – барометричний ящик; 10 – вакуум - насос

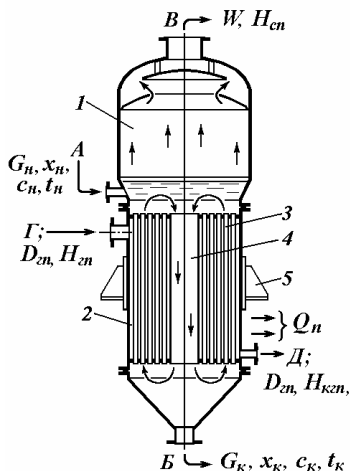
Випарювання розчину проходить у випарному апараті, що складається із сепараційної камери 1 і гріючої камери 2 (див. рис. 10.5), з'єднаних в одному агрегаті або змонтованих роздільно та з'єднаних за допомогою циркуляційних труб. Вихідний (початковий) розчин заданої концентрації надходить в апарат і змішується із циркулюючим розчином. У гріючу камеру подається насичена водяна пара, з нижньої частини гріючої камери відводиться конденсат. При обігріванні труб за рахунок конденсації гріючої пари у міжтрубному просторі розчин нагрівається в трубках та закипає, парорідинна суміш, що утворюється у трубках, витікає із труб у сепараційний простір, де сокова пара відокремлюється від розчину, а розчин по центральній циркуляційній трубі опускається вниз під нижню трубну решітку гріючої камери. У результаті в апараті відбувається природна циркуляція розчину.

Сокова пара частково звільняється від бризок розчину в сепараційній камері 1, а потім відводиться в систему конденсації. Концентрований випарений розчин відводиться з апарата у ємність-сховище випареного розчину.

### 10.5.1 Матеріальні баланси однокорпусної випарки

Метою технологічного розрахунку випарної установки є визначення витрат випареного розчину при заданій кінцевій концентрації, витрат випареної води та витрат грючої пари для забезпечення нормальної роботи установки. На рис. 10.5 показані матеріальні і теплові потоки однокорпусної випарки, що дозволяють розрахувати кількість випареної води, концентрацію упареного розчину і витрати грючої пари.

**Матеріальний баланс випарного апарата.** Нехай у випарний апарат надходить вихідний (початковий) розчин у кількості  $G_n$ , (кг/с), з початковою концентрацією  $x_n$  (частки мас.), при цьому теплоємність розчину дорівнює  $c_n$ , температура розчину відповідно дорівнює  $t_n$ .



**Рисунок 10.5 - Схема матеріальних і теплових потоків однокорпусного випарного апарата:**

А – вихідний розчин; Б – випарений розчин; В – сокова пара; Г – грюча пара; Д – конденсат грючої пари;  
1 – сепаратор; 2 – грюча камера; 3 – трубки кип'ятільні; 4 – циркуляційна труба; 5 – опора

Випарений розчин кінцевої концентрації  $x_k$  відводиться із апарата в кількості  $G_k$  при температурі  $t_k$  з теплоємністю  $c_k$ . Із сепараційної камери апарата відводиться сокова пара з витратою  $W$  кг/с.

У процесі випарювання розчинена речовина у міру видалення розчинника увесь час залишається в розчині, тобто кількість розчиненої солі (сухої речовини) у розчині залишається незмінною.

Система рівнянь матеріального балансу процесу однокорпусного випарювання включає такі залежності:

- рівняння матеріального балансу потоків вихідного розчину і отриманих продуктів (випареного розчину і випареної води)

$$G_n = G_k + W ; \quad (10.17)$$

- рівняння матеріального балансу щодо розчинника (води) у вихідному розчині і отриманих продуктах випарювання

$$G_w = G_n(1 - x_n) = G_k(1 - x_k) + W ; \quad (10.17')$$

- рівняння матеріального балансу щодо розчиненої речовини (солі) у вихідному і випареному розчинах

$$G_c = G_n \cdot x_n = G_k \cdot x_k = Const , \quad (10.18)$$

де  $G_w$  – масова витрата розчинника у вихідному розчині і в отриманих продуктах, кг/з;  $G_c$  – масова витрата солі у вихідному і випареному розчинах відповідно, кг/с.

Підставивши рівняння (10.17) у формулу (10.18) та вирішивши отриману залежність щодо кількості випареної води, знайшли

$$W = G_n \left( 1 - \frac{x_n}{x_k} \right), \quad (10.19) \quad \text{або} \quad W = G_k \left( \frac{x_k}{x_n} - 1 \right). \quad (10.19')$$

Концентрацію випареного розчину знайшли з рівняння (10.18)

$$x_k = \frac{G_n \cdot x_n}{G_k} = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - W}. \quad (10.20)$$

З рівняння (10.20) бачимо, що чим більше випарюється води у випарному апараті, тим вища кінцева концентрація солі у розчині.

### 10.5.2 Тепловий баланс однокорпусної випарки

Тепловий баланс випарної установки складають із метою визначення витрати гріючої пари.

Розглянемо *статті надходження тепла* в процесі випарювання:

- надходження тепла з початковим розчином

$$Q_{np} = G_n \cdot c_n \cdot t_n; \quad (10.21)$$

- надходження тепла з гріючою парою

$$Q_{zn} = D_{zn} \cdot H_{zn}, \quad (10.22)$$

де  $D_{zn}$  – витрата гріючої пари, кг/с;  $H_{zn}$  – ентальпія гріючої пари, Дж/кг.

Теплота, що надходить в процесі концентрування розчину, дорівнює

$$Q_{kc} = G_n (x_k - x_n) \cdot \Delta q_p, \quad (10.23)$$

де  $\Delta q_p$  – питома теплота розчинення солі, Дж/кг.

*Статті витрат тепла* в процесі однокорпусного випарювання:

- витрата тепла з випареним розчином, що відводиться із апарата

$$Q_{kp} = G_k \cdot c_k \cdot t_k = (G_n - W) \cdot c_k \cdot t_k; \quad (10.24)$$

- витрата тепла із соковою парою

$$Q_{cn} = W \cdot H_{cn}; \quad (10.25)$$

- витрата тепла із конденсатом гріючої пари

$$Q_{kzn} = D_{zn} \cdot H_{kzn}. \quad (10.26)$$

Крім того, в апараті мають місце теплові втрати  $Q_n$ , що становлять 5 – 7 % від корисно затрачуваного тепла у процесі випарювання.

Порівнюючи статті надходження і витрат тепла, одержали рівняння теплового балансу процесу однокорпусного випарювання

$$\begin{aligned} G_n c_n t_n + D_{zn} H_{zn} + G_n (x_k - x_n) \Delta q_p &= \\ = (G_n - W) c_k t_k + W H_{cn} + D_{zn} H_{kzn} + Q_n. \end{aligned} \quad (10.27)$$

Розв'язавши рівняння (10.27) щодо витрати грійучої пари, одержали

$$D_{zn} = \frac{G_n [(c_k t_k - c_n t_n) + (x_k - x_n) \Delta q_p]}{H_{zn} - H_{kzn}} + \frac{W(H_{zn} - c_k t_k)}{H_{zn} - H_{kzn}} + \frac{Q_n}{H_{zn} - H_{kzn}}. \quad (10.28)$$

З отриманої залежності бачимо, що витрата пари на випарювання визначається трьома складовими: перша складова враховує зміну ентальпії розчину в процесі випарювання, друга – враховує витрату тепла на випарювання розчинника (води), третя складова враховує теплові втрати. Якщо врахувати теплові втрати в кількості 5% від корисно затрачуваного тепла, то витрату грійучої пари для проведення процесу в однокорпусній випарній установці можна знайти за формулою

$$D_{zn} = 1,05 \left\{ \frac{G_n [(c_k t_k - c_n t_n) + (x_k - x_n) \Delta q_p]}{H_{zn} - H_{kzn}} + \frac{W(H_{zn} - c_k t_k)}{H_{zn} - H_{kzn}} \right\}. \quad (10.29)$$

Теплота концентрування розчину невелика і її, як правило, у розрахунках не враховують. Оскільки конденсат грійучої пари звичайно відводиться із грійучої камери при температурі конденсації і відповідно різниця *ентальпій* ( $H_{zn} - H_{kzn}$ ) дорівнює питомій теплоті конденсації грійучої пари, а для сокової пари різниця *ентальпій* ( $H_{zn} - c_k t_k$ ) приблизно дорівнює питомій теплоті пароутворення при тиску в апараті, то рівняння (10.29) можна зобразити в такому вигляді:

$$D_{zn} = \frac{1,05 [G_n (c_k t_k - c_n t_n) + W r_u]}{r_k}, \quad (10.30)$$

де  $r_k$  – питома теплота конденсації грійучої пари (при тиску грійучої пари);  $r_u$  – питома теплота випарювання води при відповідному тиску в сепараційній камері випарного апарата, Дж/кг.

Для зменшення витрати грійучої пари при випарюванні розчину випарний апарат варто ретельно ізолювати, а вихідний розчин перед подачею у випарний апарат варто підігрівати, використовуючи (утилізуючи) теплоту конденсації сокової пари.

**Питома витрата грійучої пари.** Для енергетичної і економічної оцінки ефективності роботи випарних установок використовують [19, 33, 49] показник, що називають *питомою витратою грійучої пари* – витратою грійучої пари на один кг випарюваної при цьому води

$$d_{zn} = \frac{D_{zn}}{W}.$$

Звичайно в однокорпусних випарних установках питома витрата грійучої пари становить 1,1 – 1,15 кг пари на 1 кг випареної води.

### 10.5.3 Загальна і корисна різниця температур

**Корисна різниця температур.** Процес випарювання розчинів проходить з певною швидкістю утворення сокової пари під дією рушійної сили – *корисної різниці температур* – різниці між температурою конденсації гріючої пари і температурою кипіння розчину:

$$\Delta t_n = T_{ксп} - T_{кип.р} \quad (10.31)$$

Під дією корисної різниці температур відбувається процес теплопередачі від гріючої пари до киплячого розчину через стінку кип'ятильних труб, а також забезпечується необхідна інтенсивність випару води з розчину. Звичайно корисну різницю температур для випарних апаратів із природною циркуляцією розчину вибирають на рівні не менше ніж 7–10°C, для апаратів із примусовою циркуляцією розчину – на рівні не менше ніж 5–7°C. При більш високих значеннях корисної різниці температур збільшується інтенсивність кипіння, підвищується паровміст киплячого розчину, зростає бризковинесення, розчини можуть спінюватися. Особливості розчину щодо його спінювання треба зважати при проведенні розрахунків випарного апарату.

Якщо врахувати температуру кипіння розчину відповідно до рівняння (10.9) і підставити в формулу (10.31), то одержимо залежність для розрахунку корисної різниці температур в однокорпусній випарці

$$\Delta t_n = T_{ксп} - (T_{кв} + \sum \Delta t) = (T_{ксп} - T_{кв}) - \sum \Delta t \quad (10.32)$$

**Загальна різниця температур.** Різницю між температурою конденсації гріючої пари і температурою кипіння розчинника (води) у випарному апараті *називають загальною різницею температур*, при цьому з рівняння (10.32) маємо

$$\Delta t_o = (T_{ксп} - T_{кв}) = \Delta t_n + \sum \Delta t \quad (10.33)$$

Як бачимо з рівняння (10.33), загальна різниця температур однокорпусної випарної установки повинна вибиратися з урахуванням корисної різниці температур і температурних втрат при кипінні розчину.

### 10.6 Визначення поверхні трубочатки гріючої камери

Як відзначалося вище, необхідне для процесу випарювання тепло підводять у гріючу камеру випарного апарату за допомогою гріючої пари, і, таким чином, гріюча камера виконує роль звичайного теплообмінника. Тепло від гріючої пари при її конденсації передається зовнішній поверхні труб, а від них випарюваному розчину, що знаходиться усередині труб.

Поверхню теплообміну гріючої камери визначають за допомогою основного рівняння теплопередачі, при цьому

$$F = Q_n / k_r \Delta t_n \quad (10.34)$$

де  $Q_n$  – корисно передане тепло, Вт;  $k_r$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_n$  – корисна різниця температур у процесі випарювання, К.

Коефіцієнт теплопередачі розраховують звичайним способом з урахуванням окремих коефіцієнтів тепловіддачі і сумарного термічного опору багатoshарової стінки, при цьому

$$k_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum r_c}, \quad (10.35)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  – окремі коефіцієнти тепловіддачі для пари, що конденсується, та для випарюваного у трубках розчину відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\sum r_c$  – сума термічних опорів багатoshарової стінки, що враховує наявність іржі на трубках, товщину стінки і матеріал самих труб, а також наявність відкладень накипу з боку киплячого розчину.

Розрахунок окремих коефіцієнтів тепловіддачі виконують за звичайною методикою, викладеною в попередніх розділах.

Слід зазначити, що стадією, що лімітує процес теплопередачі в цілому, звичайно є тепловіддача від стінок труб до випарюваного розчину. В апаратах із природною циркуляцією швидкість розчину в трубках невелика (0,3 – 0,6 м/с), розчин має високу в'язкість, а також на стінках труб утворюється накип, тому коефіцієнт теплопередачі малий.

З метою підвищення коефіцієнта тепловіддачі з боку розчину широко використовують апарати із примусовою циркуляцією розчину при швидкості його руху в трубах 1,5 – 2,5 м/с, однак при цьому зростають енергетичні витрати на проведення процесу випарювання.

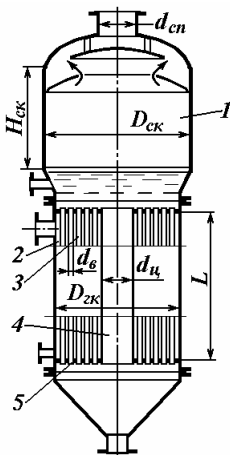
### 10.7 Визначення конструктивних розмірів випарного апарата

**Визначення розмірів гріючої камери.** Розрахована за рівнянням (10.34) поверхня теплообміну повинна бути реалізована в елементах конструкції гріючої камери, при цьому геометрична поверхня труб

$$F = \pi d_p L n_m, \quad (10.36)$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр кип'ятильних труб;  $L$  – довжина трубчатки;  $n_m$  – число труб, у яких відбувається нагрівання розчину.

На рис. 10.6 показані основні розрахункові розміри однокорпусного випарного апарата.



**Рисунок 10.6 – Основні конструктивні розміри випарного апарата:**

1 – сепаратійна камера; 2 – гріюча камера; 3 – трубки кип'ятильні; 4 – центральна циркуляційна труба; 5 – трубна решітка

У трубчатках гріючих камер випарних апаратів використовують переважно труби діаметром 25×2, 38×3 та 57×3,5 мм [49]. У розрахунках використовують середній діаметр труб, якщо окремі коефіцієнти тепловіддачі - величини однакового порядку. Якщо коефіцієнт тепловіддачі з боку розчину значно менший коефіцієнта тепловіддачі з боку пари, що конденсується, то як розрахунковий беруть внутрішній діаметр кип'ятільних труб.

В апаратах із природною циркуляцією розчину довжину труб беруть в інтервалі 2–4 м для того, щоб знизити величину гідростатичної депресії, при цьому трохи зростає корисна різниця температур і збільшується інтенсивність випаровування розчинника.

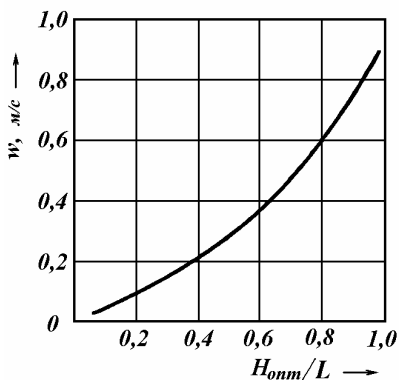
Число кип'ятільних труб вибирають із урахуванням кратності циркуляції розчину, що визначають за залежністю

$$n_u = \frac{V_u}{G_n / \rho_p}, \quad (10.37)$$

де  $V_u$  – витрата циркулюючого розчину через перетин всіх кип'ятільних труб, м<sup>3</sup>/с;  $G_n$  – витрата початкового розчину, який надходить, кг/с;  $\rho_p$  – густина випареного розчину, кг/м<sup>3</sup>.

Нижня частина сепаратора, яка приєднана до гріючої камери і в якій перебуває розчин, що відокремлюється від сокової пари, називається розчинним простором. Від густини випарюваного розчину, висоти рівня його в розчинному просторі залежать швидкість руху розчину в трубках і кратність його циркуляції.

На рис 10.7 показана залежність швидкості руху розчину в трубках гріючої камери від відношення ( $H_{opt}/L$ ) при природній циркуляції.



**Рисунок 10.7 – Залежність швидкості природної циркуляції розчину в трубках гріючої камери від оптимального рівня в розчинному просторі**

Якщо кінцева концентрація розчину, що випарюється, не досягає концентрації насичення і при цьому не відбувається кристалізація солей, то висоту рівня розчину в апаратах із природною циркуляцією рекомендовано визначати за залежністю [35, 60]

$$H_{opt} = L(0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_v)), \quad (10.38)$$

де  $H_{opt}$  – оптимальна висота розчину;  $L$  – висота кип'ятільних труб, м;  $\rho_p, \rho_v$  – густина розчину, що випарюється, і води відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

Для апаратів із природною циркуляцією розчину кратність циркуляції звичайно становить  $n_u = 50 - 80$  і забезпечується за рахунок збільшення рівня розчину над трубною решіткою. Оптимальний рівень розчину над трубною решіткою може становити 0,4-0,6 від загальної висоти кип'ятильних труб, при цьому швидкість руху розчину в трубках змінюється від 0,2 до 0,8 м/с [49].

Для апаратів із примусовою циркуляцією кратність циркуляції становить  $n_u = 120 - 250$  [19, 30, 34] і забезпечується за рахунок використання горизонтальних і вертикальних осьових насосів.

Задавшись кратністю циркуляції і швидкістю руху розчину, число кип'ятильних труб визначають за залежністю

$$n_m = \frac{G_u \cdot n_u}{0,785 d_e^2 \rho_p w}, \quad (10.39)$$

де  $d_e$  – внутрішній діаметр кип'ятильних труб, м;  $w$  – взята швидкість руху розчину в трубках, м/с.

Трубки розміщують у трубних решітках переважно в шаховому порядку, при цьому крок розміщення труб дорівнює  $t_{mp} = (1,2-1,3) d_u$ .

При шаховому розміщенні труб у трубній дощці їхня сумарна площа становить величину [60]:

$$S_{mp} = \frac{0,5 t_{mp}^2 n_m}{\psi}, \quad (10.40)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт використання площі трубної решітки, звичайно беруть  $\psi = 0,7 - 0,9$ .

В апаратах із центральною циркуляційною трубою площа поперечного перерізу циркуляційної труби становить деяку частину сумарної площі перетину всіх кип'ятильних труб, отже, внутрішній діаметр циркуляційної труби можна визначити за залежністю

$$d_{um} = \sqrt{0,785 d_e^2 n_m \varphi}, \quad (10.41)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт, що враховує зменшення площі поперечного перерізу кип'ятильних труб, звичайно для апаратів із природною циркуляцією розчину беруть  $\varphi = 0,35-0,5$ .

Обчислений діаметр циркуляційної труби потім округляють до найближчого діаметра стандартних труб.

З урахуванням площ, займаних кип'ятильними трубками і циркуляційною трубою, мінімальний діаметр корпуса грючої камери обчислюють за залежністю

$$D_{зк} = \sqrt{\left[ \frac{0,5 t_{mp}^2 n_m}{\psi} + (d_u + 2 t_{mp})^2 \right]}. \quad (10.42)$$

Обчислений діаметр корпусу гріючої камери потім округляють до найближчого діаметра стандартних циліндричних обичайок хімічних апаратів, при цьому коефіцієнт використання площі трубної решітки повинен залишатися в межах рекомендованих значень.

Розрахункова довжина кип'ятильних труб відповідно до формули (10.36) дорівнює

$$L = \frac{F}{\pi d_p n_m} . \quad (10.43)$$

Звичайно варто брати найближчу більшу довжину труб  $L_c$ , що відповідає затвердженим стандартам на випарні апарати.

Деяке збільшення фактичної поверхні теплообміну труб забезпечує запас поверхні, при цьому коефіцієнт запасу поверхні дорівнює

$$k_3 = \left( \frac{\pi d_p L_c n_m}{\pi d_p L n_m} - 1 \right) \cdot 100 . \quad (10.44)$$

Звичайно вважають, що випарний апарат обраний вдало, якщо коефіцієнт запасу поверхні  $k_3 = (10 - 20) \%$ .

Варіюючи в припустимих межах змінні величини (кратність циркуляції і швидкість руху розчину, корисну різницю температур та ін.), можна методом послідовних наближень підібрати стандартний випарний апарат.

**Визначення розмірів сепараційної камери.** У сепараційній камері випарного апарата відбуваються відділення сокової пари з випарюваного розчину і відділення бризок розчину, що викидаються із киплячого розчину в сепараційний простір. Об'єм сепараційної камери повинен забезпечити досить повне відділення крапель розчину, що знизить забруднення сокової пари при її використанні як теплоносія у багато-корпусних випарних установках.

Необхідний об'єм парового простору сепараційної камери звичайно розраховують за формулою [49]:

$$V_{cn} = \frac{W}{\rho_{cn} d_{об}}, \quad (10.45)$$

де  $W$  – масова витрата сокової пари, що утворюється в апараті, кг/ч;  $\rho_{cn}$  – густина сокової пари при відповідному тиску в апараті, кг/м<sup>3</sup>;  $d_{об}$  – об'ємна напруга парового простору випарного апарата (об'єм сокової пари, виділюваної із розчину в одному м<sup>3</sup> об'єму сепаратора за одну годину), м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·г).

Для водно-сольових розчинів середньої концентрації, що киплять при атмосферному тиску, об'ємну напругу парового простору беруть такою, що дорівнює  $d_{об} = 1600 - 1700$  м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·ч) [49], при кипінні розчинів під вакуумом об'ємна напруга парового простору збільшується до значень  $d_{об} = 2500 - 3600$  м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·ч) [60].

Обчислений за залежністю (10.45) об'єм парового простору пов'язаний з розмірами сепараційної камери залежністю

$$V_{ck} = \pi D_{ck}^2 H_{ck} / 4, \quad (10.46)$$

де  $D_{ck}$ ,  $H_{ck}$  – діаметр і висота надрозчинної частини сепараційної камери відповідно, м.

У багатьох випадках діаметр сепараційної камери випарного апарата із співвісно вбудованою грюючою камерою беруть трохи більшим діаметру корпусу грюючої камери або таким, що дорівнює йому.

Висота надрозчинної частини сепараційної камери (від рівня розчину в сепараторі до бризковідділювача) може бути знайдена із залежності (10.46), при цьому

$$H_{ck} = \frac{V_{ck}}{0,785D_{ck}^2} = \frac{V_{cn}}{0,785D_{ck}^2}. \quad (10.47)$$

Висота парового простору сепараційної камери між рівнем розчину і розміщеним у камері бризковідділювачем повинна бути не менше 2500 мм, у камері без бризковідділювача висота сепаратора повинна бути не менше 3000 мм. Одночасно є рекомендації, згідно з якими  $D_{ck} < H_{ck} < 3D_{ck}$  [60]. Якщо ця умова не виконується, то варто збільшити діаметр сепараційної камери.

Діаметр сепараційної камери може бути розрахований більш точно з урахуванням швидкості сокової пари у сепараційному просторі, яку визначають залежно від густини і діаметра крапель розчину, що виносяться у сепараційний простір. Швидкість сокової пари у сепараційній камері залежить від тиску в апараті, бо зі зниженням тиску зменшується густина пари і відповідно збільшується її об'ємна витрата.

У загальному випадку швидкість сокової пари у сепараторі не повинна перевищувати швидкості витання-винесення крапель розчину.

Для визначення швидкості винесення крапель розчину можна використати критеріальне рівняння вигляду [42]:

$$Re = AAr^c, \quad (10.48)$$

де  $Re$  – число Рейнольдса для крапель, що витають,  $Re = wd_k \rho_{cn} / \mu$ ;  $A$ ,  $c$  – коефіцієнт і показник, величина яких залежить від режиму витання краплі розчину, для ламінарного режиму витання при числах Архімеда  $Ar \leq 36$ ,  $A = 0,055$ ,  $c = 1$ ; для перехідного режиму в діапазоні чисел  $36 < Ar \leq 8,4 \cdot 10^4$   $A = 0,152$ ,  $c = 0,714$ ;  $Ar$  – число Архімеда для крапель розчину, що витають,  $Ar = d_k^3 g \rho_{cn} \rho_k / \mu^2$ ;  $d_k$  – діаметр крапель розчину, що витають,  $\rho_k$ ,  $\rho_{cn}$  – густина крапель розчину і сокової пари відповідно;  $\mu$  – в'язкість сокової пари.

На основі рівняння (10.48) знаходять припустиму швидкість сокової пари у поперечному перетині сепараційної камери

$$w = Re \cdot \mu / d_k \rho_c. \quad (10.49)$$

Для апаратів, що працюють під атмосферним тиском, якщо діаметр крапель розчину не перевищує 1 мм, припустима швидкість сокової пари в сепараторі не повинна перевищувати 5 м/с. Для сепараторів, що працюють під вакуумом, припустима швидкість сокових парів трохи вища (до 7 м/с). З метою зниження бризковинесення у верхній частині сепараційної камери встановлюють краплевідділювачі жалюзійного, інерційного (циклонного) або сітчастого (насадкового) типу.

Розрахунковий діаметр сепаратора визначають за формулою

$$D_{ck} = \sqrt{V_{cn}/0,785w} \quad (10.50)$$

та округляють до найближчого більшого діаметра стандартних циліндричних обичайок, а потім уточнюють висоту сепараційного простору з урахуванням наявних рекомендацій.

### 10.8 Багатокорпусні випарні установки

На сучасних хімічних підприємствах, що виробляють мінеральні добрива і солі, а також на опріснювальних установках випарюють величезні кількості води, що відповідно пов'язане з великими енерговитратами. З метою зниження енерговитрат і зниження собівартості продукції, що випускається, на підприємствах широко використовують багатокорпусні випарні установки (БКВУ), у деяких з них число корпусів складає 9-12, при цьому досягається досить значна економія енергоресурсів. У БКВУ тільки перший корпус обігрівують насиченою гріючою парою, а потім сокову пару першого і наступних корпусів використовують як гріючу пару у всіх інших корпусах.

З метою зниження температури кипіння розчинів у паровому просторі наступних корпусів знижують тиск та забезпечують необхідну для процесу випарювання корисну різницю температур між температурою сокової пари попереднього корпусу і температурою кипіння розчину.

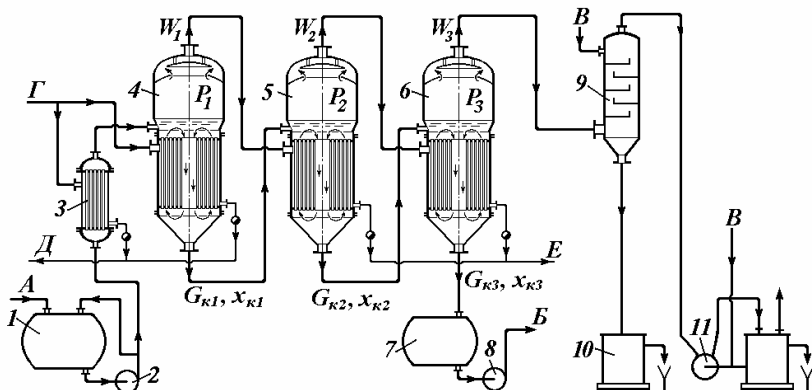
Практика експлуатації промислових випарних установок показала, що питома витрата гріючої пари на 1 кг води, що випарюється, у середньому становить (у кг):

- в однокорпусній випарній установці (ВУ).....1,1;
- у двокорпусній ВУ.....0,57;
- у трикорпусній ВУ .....0,41;
- у чотирьокорпусній ВУ .....0,33;
- у п'ятикорпусній ВУ .....0,27.

Як бачимо, витрата гріючої пари помітно знижується зі збільшенням числа корпусів БКВУ, хоча темп зниження сповільнюється. Одночасно слід зазначити, що зі збільшенням числа корпусів БКВУ збільшуються капітальні і експлуатаційні витрати, але все-таки зниження енерговитрат переважає і тому при виборі числа корпусів БКВУ виконують оптимізаційні техніко-економічні розрахунки.

**Технологічні схеми БКВУ.** Залежно від властивостей розчину, що випарюється, у промисловості використовують БКВУ прямотечійні, протитечійні і з паралельним живленням корпусів.

На рис. 10.8 показана трикорпусна випарна установка *прямотечійного типу* зі зниженням тиску в корпусах від першого до останнього.



**Рисунок 10.8 - Принципова схема трикорпусної випарної установки із прямотечійним живленням корпусів:**

А – вихідний (початковий) розчин; Б – випарений розчин; В – вода; Г – гріюча пара; Д – конденсат гріючої пари; Е – конденсат сокової пари;

1, 7 – збірник розчину; 2, 8 – насос; 3 – підігрівник розчину; 4, 5, 6 – випарний апарат; 9 – конденсатор барометричний; 10 – барометричний ящик; 11 – вакуум-насос

Вихідний розчин, що підлягає випарюванню, зі збірника-сховища 1 насосом 2 подається в теплообмінник-підігрівник 3, де розчин нагрівається гріючою парою, що надходить у міжтрубний простір теплообмінника. Нагрітий до температури кипіння розчин надходить у розчинний простір першого корпусу БКВУ.

У кип'ятильних трубах гріючої камери розчин нагрівається за рахунок тепла конденсації гріючої пари, подаваної в міжтрубний простір гріючої камери, конденсат гріючої пари відводиться і повертається на ТЕЦ. Нагрітий розчин випаровується у корпусі 4 під тиском  $P_1$ , вторинна (сокова) пара, яка утворилася в першому корпусі, після відділення від крапель розчину під тиском  $P_1$  надходить у гріючу камеру другого корпусу 5 БКВУ та використовується в ній як гріюча. Конденсат сокової пари відводиться з гріючої камери у збірник конденсату і використовується на технологічні потреби виробництва.

Випарений до певної концентрації розчин з нижньої частини корпусу 4 під дією різниці тисків у корпусах самоплином надходить у розчинний простір корпусу 5, у якому тиск у сепараційній зоні дорівнює  $P_2$

та він менше тиску сокової пари першого корпусу. В результаті зниження тиску в корпусі 5 температура кипіння розчину в ньому також знижується, і це дозволяє в другому корпусі використати сокову пару першого корпусу як гріючої для другого корпусу.

Подібним чином процес проходить в третьому корпусі 6, у якому сокова пара корпусу 5 є гріючою парою для третього корпусу 6, процес випарювання розчину в ньому відбувається під вакуумом (при тиску  $P_3$ ). Сокова пара із третього корпусу виходить із низькими енергетичними параметрами і тому не використовується, а спрямовується в барометричний конденсатор 9, де відбувається її конденсація за рахунок контакту з холодною водою, подаваною на полиці конденсатора. Після конденсації суміш води і конденсату відводиться з барометричного ящика 10 у систему водоохолоджувального циклу.

Випарений до заданої концентрації розчин відводиться в збірник випареного розчину 7 і насосом 8 перекачується на подальшу переробку. Несконденсовані гази відкачуються вакуум-насосом 11 та викидаються в атмосферу.

Для успішної роботи такої установки потрібно забезпечити корисну різницю температур у кожному корпусі на рівні  $7 - 9^{\circ}\text{C}$ , що можливе при невисокій температурній депресії розчинів, а також при незначному збільшенні в'язкості розчину при випарюванні.

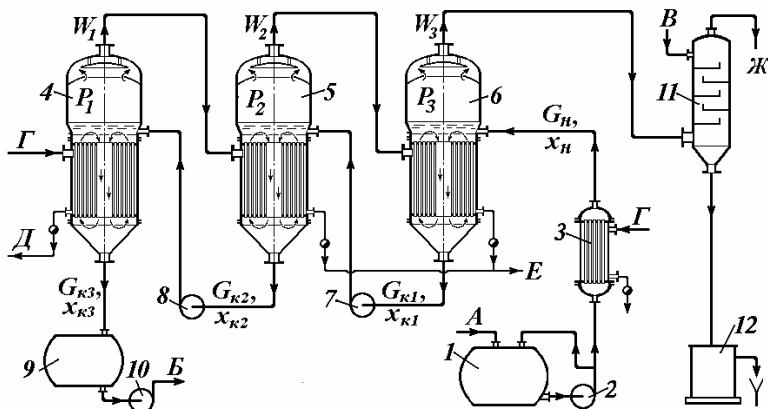
Перевагами прямої схеми БКВУ є самочинне перетікання розчину із першого корпусу в наступні корпуси за рахунок перепадів тисків у корпусах та мінімальні втрати тепла з розчином, який виходить із останнього корпусу. Недоліками даної установки є несприятливі умови теплопередачі в корпусах у зв'язку з тим, що з підвищенням концентрації розчину в наступних корпусах збільшується в'язкість розчину та зменшується коефіцієнт теплопередачі. Крім того, з підвищенням концентрації розчину в корпусах зменшується корисна різниця температур і в останньому корпусі, де концентрація розчину максимальна, температура гріючої пари мінімальна.

В установці із *протитечійним живленням* вихідний розчин слабкої концентрації подають в останній корпус протитечією до вторинної пари попереднього корпусу, а гріючу пару подають у гріючу камеру першого корпусу, що працює під підвищеним тиском, при цьому концентрований розчин у першому корпусі обмінюється теплом зі свіжою гріючою парою.

Схема трикорпусної випарної установки із протитечійним живленням показана на рис. 10.9.

Початковий розчин з ємності 1 насосом 2 подається в теплообмінник 3, де підігрівається до температури кипіння, а потім надходить у випарний апарат 6. В апараті 6 розчин кипить під розрідженням (при абсолютному тиску  $P_3$ ), при цьому з розчину випаровується вода в кількості  $W_3$ , а

концентрація розчину підвищується від  $x_n$  до  $x_{к1}$ . Сокова пара відводиться в барометричний конденсатор 11, де конденсується за рахунок контактування з холодною водою, суміш конденсату і води стікає в барометричний ящик 12 і відводиться в систему оборотного водопостачання.



**Рисунок 10.9 - Принципова схема трикорпусної випарної установки із протитечійним живленням корпусів:**

А – вихідний розчин; Б – випарений розчин; В – вода; Г – гріюча пара; Д – конденсат гріючої пари; Е – конденсат сокової пари; Ж – інертні гази; 1, 9 – збірник - сховище; 2, 7, 8, 10 – насос; 3 – теплообмінник; 4, 5, 6 – випарний апарат; 11 – барометричний конденсатор; 12 – ящик барометричний

У гріючій камері випарного апарата 6 як теплоносієм використовується сокова пара корпусу 5, який працює під тиском  $P_2$ . В апараті 6 розчин кипить під вакуумом, тому для перекачування випареного розчину із корпусу 6 в корпус 5 установлений насос 7.

Гріюча камера випарного апарата 5 обігрівається соковою парою, що утворилася в результаті випарювання розчину в корпусі 4.

Перший корпус БКВУ – апарат 4, що працює під тиском  $P_1$ , обігрівається свіжою гріючою парою, у розчинний простір надходить розчин з концентрацією  $x_{к2}$ , який відбирається із корпусу 5 і подається у корпус 4 насосом 8. Сокова пара корпусу 4 використовується як гріюча пара в гріючій камері корпусу 5. Випарений до кінцевої концентрації  $x_{к3}$  розчин відводиться в ємність–сховище 9, звідки насосом 10 відкачується на подальшу переробку.

Таким чином, у даній випарній установці з підвищенням концентрації розчину при випарюванні є можливість підвищувати температуру гріючої пари, підтримувати майже постійну корисну різницю температур та забезпечувати у корпусах БКВУ високі коефіцієнти теплопередачі. Тому що в протитечійній установці розчин передається із кор-

пуха з меншим тиском у корпус з більшим тиском, то для цього потрібно між корпусами встановлювати перекачувальні насоси, для роботи яких витрачається додаткова електроенергія. Це основний недолік БКВУ з протитечійним живленням корпусів.

Існують схеми БКВУ з паралельним і змішаним живленням корпусів вихідним розчином, з відведенням випареного розчину одночасно із усіх корпусів або з їхніх окремих груп [53].

### 10.9 Технологічний розрахунок багатокорпусної випарки

Метою технологічного розрахунку БКВУ є визначення кількості випареної води у корпусах, визначення витрати випареного розчину у кожному із корпусів, розподіл діапазону концентрації солі у випарюваному розчині, розподіл тиску у корпусах, визначення тиску і витрати гріючої пари для забезпечення нормальної роботи БКВУ.

Елементи технологічного розрахунку БКВУ розглянемо для трикорпусної установки прямотечійного типу, наведеної на рис. 10.10.

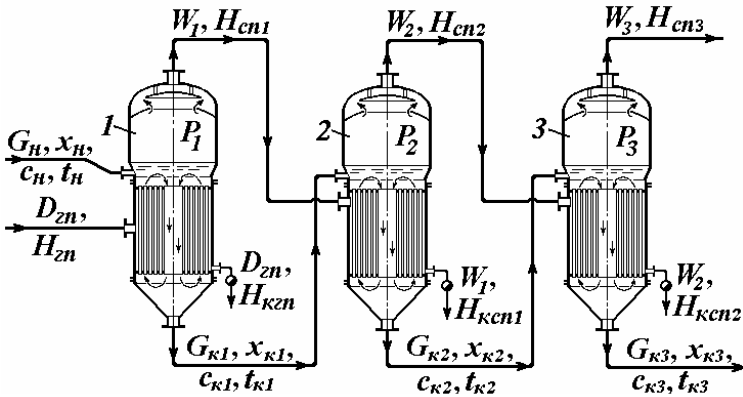


Рисунок 10.10 – Схема матеріальних і теплових потоків трьохкорпусної випарної установки із прямотечійним живленням корпусів розчином

Технологічний розрахунок БКВУ включає складання системи рівнянь матеріальних і теплових балансів та її розв’язування щодо пошукуваних величин (витрат розчину та його концентрації у корпусах, витрат гріючої та сокової пари у корпусах та ін.).

**Рівняння матеріальних балансів.** Початковими даними для розрахунку БКВУ є: а) фізико-хімічні властивості початкового і кінцевого (випареного) розчинів; б) масова витрата, початкова і кінцева концентрації солі у розчині; в) тиск гріючої пари, яка надходить на установку; г) орієнтовне число корпусів.

Існує багато методів розрахунків БКВУ [33, 53, 60], ми розглянемо спрощений метод, який припускає, що в кожному наступному корпусі (другому, третьому і т.д.) випарюється води на 5% більше, ніж у попе-

редньому, тобто для трикорпусної випарки зберігається відношення  $W_1:W_2:W_3=1,0:1,05:1,1$ .

Загальна кількість випареної води в цьому випадку складає

$$W=W_1+W_2+W_3=(1,0+1,05+1,1) W_1=3,15W_1. \quad (10.51)$$

Розглядаючи БКВУ як єдиний агрегат, подібний до однокорпусної випарки, загальної (сумарної) кількості випареної води можна знайти за рівнянням (10.19) для однокорпусної випарки, при цьому

$$W = G_n \left( 1 - \frac{x_n}{x_k} \right),$$

де  $G_n$  – масова витрата початкового розчину, кг/3;  $x_n, x_k$  – початкова і кінцева концентрації розчину для багатокорпусної установки.

Тоді відповідно до залежності (10.51) одержимо:

$$W_1 = \frac{W}{3,15}, \quad W_2 = 1,05W_1, \quad W_3 = 1,1W_1. \quad (10.52)$$

Масову витрату випареного розчину після кожного із корпусів БКВУ знаходять за залежністю

$$G_{ki} = G_n - (W_1 + \dots + W_i) = G_n - \sum_1^i W_i, \quad (10.53)$$

де  $i$  – порядковий номер корпуса.

Оскільки розчинена речовина (сіль) є нелеткою і залишається в випареному розчині, то відповідно до матеріального балансу щодо розчиненої речовини можна визначити концентрацію випареного розчину на виході із кожного окремого корпуса, при цьому:

$$\begin{aligned} x_{k1} &= \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_{k1}} = \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_n - W_1}, \\ x_{k2} &= \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_{k2}} = \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_n - (W_1 + W_2)}, \\ x_{k3} &= \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_{k3}} = \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_n - (W_1 + W_2 + W_3)}, \end{aligned} \quad (10.54)$$

де  $x_{k1}, x_{k2}, x_{k3}$  – кінцева концентрація розчину після першого, другого і третього корпусів БКВУ відповідно.

Для БКВУ з більшим числом корпусів концентрація випареного розчину після будь-якого  $i$ -го корпуса дорівнює

$$x_{ki} = \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_{ki}} = \frac{G_n \cdot x_{n1}}{G_n - (W_1 + \dots + W_i)}, \quad (10.55)$$

де  $i$  – порядковий номер корпуса.

Концентрація випареного розчину на виході із кожного корпусу повинна бути відкоректована при зміні випарюваної кількості води.

**Рівняння теплових балансів БКВУ.** Система рівнянь теплового балансу багатокорпусної випарки дозволяє визначити витрату гріючої пари для забезпечення нормальної роботи установки.

Якщо не враховувати теплоту концентрування розчину у корпусах та втрати тепла через поверхню корпусів у навколишнє середовище, але врахувати, що пеший корпус обігрівается свіжою гріючою парою, а сокова пара попередніх корпусів використовується як гріюча в наступних корпусах, то на базі рівняння (10.28) можна скласти таку систему рівнянь теплового балансу БКВУ:

- для першого корпуса, що обігрівается свіжою гріючою парою,

$$D_{cn} = \left\{ \frac{G_n [(c_{k1} t_{k1} - c_n t_n)] + W_1 (H_{cn1} - c_{k1} t_{k1})}{(H_{cn} - H_{kcn})} \right\}, \quad (10.56)$$

- для другого корпуса, що обігрівается соковою парою першого корпуса, маємо

$$W_1 = \left\{ \frac{G_{k1} [(c_{k1} t_{k1} - c_{k2} t_{k2})] + W_2 (H_{cn2} - c_{k2} t_{k2})}{(H_{cn1} - H_{kcn1})} \right\}, \quad (10.57)$$

- для третього корпуса, обігріваного соковою парою другого корпуса,

$$W_2 = \left\{ \frac{G_{k2} [(c_{k3} t_{k3} - c_{k2} t_{k2})] + W_3 (H_{cn3} - c_{k3} t_{k3})}{(H_{cn2} - H_{kcn2})} \right\}, \quad (10.58)$$

де  $G_{k1}$ ,  $G_{k2}$  – масові витрати випареного розчину після відповідного корпуса, кг/с;  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_3$  – масові витрати випареної води (сокової пари) у відповідному корпусі, кг/с;  $c_{k1}$ ,  $c_{k2}$ ,  $c_{k3}$  – теплоємності випареного розчину після відповідного корпуса, кДж/кг;  $t_{k1}$ ,  $t_{k2}$ ,  $t_{k3}$  – температури розчину після відповідного корпуса, °С;  $H_{cn}$ ,  $H_{kcn}$  – ентальпія гріючої пари і конденсату відповідно, кДж/кг;  $H_{cn1}$ ,  $H_{cn2}$ ,  $H_{cn3}$  – ентальпія сокової пари у відповідному корпусі, кДж/кг;  $H_{kcn1}$ ,  $H_{kcn2}$  – ентальпія конденсату сокової пари у відповідному корпусі, кДж/кг.

У той самий час на основі рівняння матеріального балансу і з урахуванням розподілу кількості води, що випарюється у корпусах, маємо

$$W = W_1 + W_2 + W_3. \quad (10.59)$$

Розв'язуючи отриману систему рівнянь (10.56) – (10.59) методами замін і підстановок, визначають витрату гріючої пари, а потім уточнюють її з урахуванням перерозподілу потоків сокової пари і втрат тепла у корпусах.

Для того, щоб розв'язати систему рівнянь (10.56) – (10.59) щодо витрати гріючої пари, необхідно попередньо задати тиск у сепараційному просторі кожного з корпусів і визначити параметри властивостей розчинів та сокової пари у відповідних корпусах БКВУ.

### 10.10 Розподіл корисної різниці температур у корпусах БКВУ

У багатокорпусній випарній установці процес випарювання розчину відбувається під дією загальної і корисної різниць температур.

Загальною різницею температур БКВУ є різниця між температурою гріючої пари у першому корпусі та температурою сокової пари у останньому корпусі. Загальна різниця температур повинна забезпечити необхідну корисну різницю температур у кожному із корпусів та компенсувати температурні втрати у корпусах, отже

$$\Delta T_{\text{общ}} = T_{\text{ксп}} - T_{\text{сн}} = \sum_1^n (\Delta t_{\text{пол.}})_i + \sum_1^n (\Delta t_{\text{ном}})_i, \quad (10.60)$$

де  $T_{\text{ксп}}$  – температура конденсації гріючої пари, яку знаходять за таблицями для насиченої водяної пари у залежності від її тиску;  $T_{\text{сн}}$  – температура конденсації сокової пари в останньому корпусі;  $\sum (\Delta t_{\text{пол}})$  – сума корисних різниць температур у всіх корпусах;  $\sum (\Delta t_{\text{ном}})$  – сума температурних втрат у всіх корпусах.

Сума температурних втрат у корпусах БКВУ дорівнює

$$\sum_1^n (\Delta t_{\text{ном}})_i = \sum_1^n (\Delta t')_i + \sum_1^n (\Delta t'')_i + \sum_1^n (\Delta t''')_i, \quad (10.61)$$

де  $\Delta t'$ ,  $\Delta t''$ ,  $\Delta t'''$  – температурна (фізико-концентраційна), гідростатична і гідравлічна температурна депресія відповідно;  $i$  – порядковий номер корпуса;  $n$  – число корпусів БКВУ.

Втрати різниці температур у кожному із корпусів визначають за рівнянням (10.32) з урахуванням концентрації киплячого розчину і тиску в сепараційній камері кожного випарного апарата, а потім за рівнянням (10.61) визначають сумарні температурні втрати.

Сумарну корисну різницю температур можна визначити на базі залежності (10.31), при цьому

$$\sum_1^n (\Delta t_{\text{пол.}})_i = \Delta T - \sum_1^n (\Delta t_{\text{ном}})_i. \quad (10.62)$$

Розподіл корисної різниці температур у корпусах може бути виконано різними методами, але найпоширенішим є метод, при якому забезпечуються рівні поверхні нагрівання гріючих камер, що дозволяє використати у БКВУ однотипні випарні апарати.

На основі основного рівняння теплопередачі (7.2) виразимо корисну різницю температур у кожному корпусі БКВУ, при цьому:

$$\Delta t_{\text{пол1}} = \frac{Q_1}{k_1} \cdot \frac{1}{F_1}, \quad \Delta t_{\text{пол2}} = \frac{Q_2}{k_2} \cdot \frac{1}{F_2}, \quad \Delta t_{\text{пол3}} = \frac{Q_3}{k_3} \cdot \frac{1}{F_3}, \quad (10.63)$$

де  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  – теплові навантаження випарних апаратів відповідно, Вт;  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  – коефіцієнти теплопередачі у відповідних корпусах, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – поверхня теплопередачі гріючих камер кожного із корпусів відповідно.

Припускаючи  $F_1=F_2=\dots=F$  і підсумовуючи рівняння (10.63), одержимо

$$\sum_1^n (\Delta t_{нол})_i = \Delta t_{нол1} + \Delta t_{нол2} + \dots + \Delta t_{нолN} = \frac{1}{F} \sum_1^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right). \quad (10.64)$$

Із залежності (10.64) визначимо величину  $1/F$ , при цьому одержимо

$$\frac{1}{F} = \sum_1^n (\Delta t_{нол})_i / \sum_1^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right). \quad (10.65)$$

Підставляючи залежність (10.65) у рівняння (10.63), одержимо:

$$\Delta t_{нол1} = \left( \frac{Q_1}{k_1} \right) \cdot \sum_1^n (\Delta t_{нол})_i / \sum_1^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right), \quad (10.66)$$

$$\Delta t_{нол2} = \left( \frac{Q_2}{k_2} \right) \cdot \sum_1^n (\Delta t_{нол})_i / \sum_1^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right), \quad (10.67)$$

$$\Delta t_{нолN} = \left( \frac{Q_n}{k_n} \right) \cdot \sum_1^n (\Delta t_{нол})_i / \sum_1^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right). \quad (10.68)$$

Із залежностей (10.66) - (10.68) випливає, що корисна різниця температур розподіляється у корпусах БКВУ пропорційно відношенням теплового навантаження кожного випарного апарата до коефіцієнта теплопередачі в ньому. Відповідно можна зробити висновок, що чим більший коефіцієнт теплопередачі у випарному апараті при кипінні розчину, тим меншою може бути в ньому корисна різниця температур.

Для нормальної роботи випарного апарата із природною циркуляцією розчину корисна різниця температур повинна бути не менша ніж  $7^\circ\text{C}$ , для випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину корисна різниця температур повинна бути не меншою ніж  $5^\circ\text{C}$ .

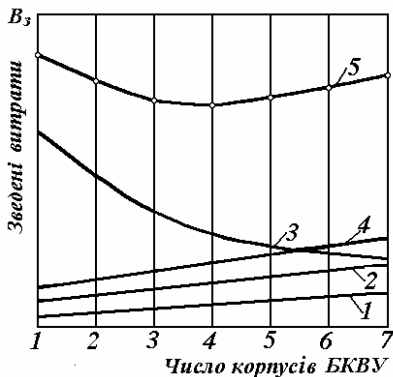
### 10.11 Вибір оптимального числа корпусів БКВУ

Як відзначалося вище, випарювання - енерговитратний процес, при цьому зі збільшенням числа корпусів БКВУ витрата пари зменшується, зменшується також витрата води на конденсацію сокових парів в останньому корпусі. У той самий час зі збільшенням числа корпусів збільшуються витрати на обладнання, його монтаж, обслуговування і ремонт, на будівництво та спорудження, на їх експлуатацію. Отже, існує ряд факторів, що протилежно впливають на економіку процесу, та ці показники можуть бути оптимізовані.

Критерієм оптимальності для процесу багатокорпусного випарювання є мінімум зведених сумарних витрат. Завдання вибору оптимального числа корпусів може бути вирішене за допомогою розроблених програм та обчислювальної техніки [53], у спрощеному варіанті можна скористатися графоаналітичним методом [19, 36].

На рис. 10.11 нанесені криві зведених питомих витрат за окремими їх видами, а також крива сумарних зведених витрат. Мінімум на кривій сумарних витрат відповідає оптимальному числу корпусів БКВУ.

На рис. 10.11 мінімум зведених витрат та оптимальне число корпусів відповідають чотирикорпусній випарній установці.



**Рисунок 10.11 - Графоаналітичний метод визначення числа корпусів БКВУ:**

1 – витрати на обладнання; 2 – експлуатаційні витрати; 3 – енергетичні витрати; 4 – капітальні витрати; 5 – сумарні зведені витрати

Звичайно в хімічній промисловості у великотоннажному виробництві мінеральних солей і добрив при одержанні висококонцентрованих розчинів, що кристалізуються, застосовують три-, чотири- і п'ятикорпусні

випарні установки, у цукробуряковому виробництві використовують чотири- і п'ятикорпусні випарні установки.

У багатокорпусних опріснювальних установках число корпусів може досягати 9 - 12 [53].

### 10.12 Випарні установки з тепловим насосом

Застосування БКВУ хоча і дозволяє заощаджувати енергетичні ресурси, все-таки вимагає використання грючої пари високого тиску в першому корпусі, відповідно підвищується температура кипіння розчину в ньому і, крім того, потребує збільшення витрат на додаткове обладнання і його експлуатацію. Саме ці негативні фактори процесу стимулювали розробку нових типів випарних установок.

До таких установок нового типу відносяться *установки з тепловим насосом*, у яких використаний принцип трансформації (перетворення) сокової пари низького тиску на водяну пару підвищеного тиску за допомогою термокомпресорів і термоінжекторів.

В установках з тепловим насосом - з термокомпресією сокової пари і повторним її багаторазовим використанням - досягаються значна економія енергоресурсів і одночасне зниження капітальних витрат. За енергетичними показниками установка з тепловим насосом порівнюється з роботою 3- і 4-корпусної БКВУ, та при цьому число одиниць додаткового обладнання практично залишається таким же, як і в однокорпусній випарній установці [11, 19, 35, 49].

Фізична сутність процесу трансформації сокових парів полягає в тому, щоб за допомогою компресорної техніки вторинну (сокову) пару додатково дотиснути і повторно використати її в однокорпусній випар-

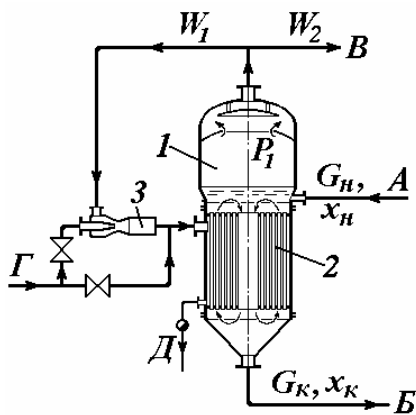
ці як грійочу пару. Крім економії грійочної пари, в установках з тепловим насосом непотрібно встановлювати допоміжне обладнання - барометричний конденсатор і вакуум-насос.

Для стискування сокової пари використовують турбокомпресор – термокомпресор або пароструминний компресор - інжектор.

Використання термокомпресора пов'язане з установкою і експлуатацією досить складної компресорної машини, а також при цьому витрачається електроенергія для приводу компресора. Крім того, сокова пара містить мікрокраплі випарюваного розчину, що викликає корозійний та ерозійний знос лопаток турбіни турбокомпресора. Тому випарні установки з турбокомпресором застосовують порівняно рідко.

Більш простою та економічною є випарна установка з термоінжектором, у ній стискування сокової пари здійснюється за допомогою пароструминного інжектора, у якому як стискувальне середовище використовують грійочу пару тиском 0,5-1,0 МПа.

Схема випарної установки з пароструминним інжектором показана на рис. 10.12.



**Рисунок 10.12 - Схема випарної установки з термоінжектором:**

А - вихідний розчин; Б - випарений розчин; В - сокова пара; Г - грійоча пара; Д - конденсат;

1 - сепараційна камера; 2 - грійоча камера; 3 - термоінжектор

Випарна установка включає випарний апарат, що складається із сепараційної 1 і 2 грійочної камер, з'єднаних в одному агрегаті.

На трубопроводі вторинної пари встановлений паровий термоінжектор 3, що всмоктувальною частиною приєднаний до сепараційної камери, а напірною частиною - до грійочної камери випарного апарата.

Після заповнення установки розчином і введення її в робочий режим як звичайної однокорпусної випарки в термоінжектор 3 починають подавати грійочу пару під тиском 0,5 - 1,0 МПа.

Проходячи через вузьке сопло термоінжектора 3 зі швидкістю 150 - 250 м/с, грійоча пара на виході із сопла розширюється, при цьому створюється розрідження - вакуум, за рахунок якого підсмоктується частина сокової пари і утворюється суміш грійочної та сокової пари.

Суміш утвореної пари стискується в дифузорі термоінжектора, при цьому інжектор виконує роль пристрою для стискування сокової пари, у якому кінетична енергія руху пари з великою швидкістю в сопловій

частині перетворюється в потенційну енергію тиску в дифузійній частині. Суміш стиснутої пари надходить у міжтрубний простір грюючої камери і, конденсуючись, виділяє тепло, що забезпечує роботу випарного апарата. Частина сокової пари у кількості  $W_2$  може бути відведена з установки і використана для виробничих цілей.

Випарна установка з термоінжектором вигідна тоді, коли температура депресія в установці не перевищує 10–12°C. За енергетичною ефективністю установка з термоінжектором еквівалентна трикорпусній випарці та потребує значно менших витрат на обладнання.

Оскільки в даній установці сокова пара не використовується повністю, то в промисловості часто термоінжектор установлюють на першому корпусі двокорпусної випарки, тепло сокової пари першого корпусу використовують для обігрівання другого корпусу, а сокові пари другого корпусу використовують на інші технологічні потреби. Така установка з термоінжектором за енергетичними показниками відповідає ефективності 3- або 4-корпусної випарки.

Розрахунок процесу випарювання з використанням термоінжектора наведений у книгах [35, 60].

### **10.13 Випарні установки адіабатного випаровування**

З метою одержання більшої кількості прісної води з морської води, а також для одержання кристалічного хлориду калію широко використовують багатоступінчасті випарні установки *миттевого (адіабатного) випарювання* – УМВ [11, 53]. У таких установках процес випарювання води і концентрування розчину здійснюються в результаті багатоступінчастого самовипару спочатку перегрітої рідини в батареї послідовно з'єднаних апаратів (секцій, щаблів). У міру зниження температури випару рідини в секціях багатоступінчастої установки знижують тиск і тим самим створюють умови для її подальшого випаровування з високою інтенсивністю.

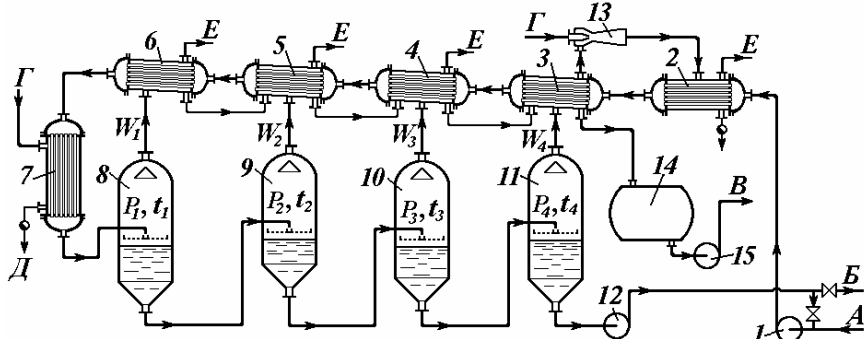
Принципова схема чотириступеневої УМВ для опріснення морської води наведена на рис. 10.13.

До складу опріснювальної установки входять випарні камери 8-11, над кожною з камер змонтовані підігрівники - конденсатори 3-6, крім того, в установці є головний підігрівник 7, який обігрівається грюючою парою тиском 0,2-0,3 МПа.

Вихідний розчин (морська вода) насосом 1 подається в підігрівник 2, у якому за рахунок тепла конденсації грюючої пари після пароежекторного насоса 13 вода підігрівається, а потім надходить у підігрівники - конденсатори 3–6 і поступово нагрівається в них до температури 90–95°C. У головному підігрівнику 7 за рахунок тепла конденсації грюючої пари морська вода підігрівається до температури 105 – 110°C.

Підігріта вода надходить у випарну камеру 8, де під невеликим надлишковим тиском  $P_1$  за рахунок перегріву при температурі  $t_1$  відбувається адіабатичний випар частини води в кількості  $W_1$ , вторинна пара

надходить у конденсатор 6, і, конденсуючись, віддає тепло морській воді, що нагрівається. Потім вода, остигнувши на декілька градусів у камері 8 за рахунок самовипаровування, надходить у випарну камеру 9 і, знову самовипаровуючись при температурі  $t_2$  та під меншим тиском  $P_2$  у порівнянні з корпусом 8, виділяє нову порцію вторинної пари у кількості  $W_2$ , яка конденсується в конденсаторі 5.



**Рисунок 10.13 – Схема опріснювальної установки адіабатного випару:**

- A – морська вода; Б – відпрацьована вода; В – прісна вода (дистилат);  
 Г – грійоча пара; Д – конденсат грійочної пари; Е – несконденсовані гази;  
 1, 12, 15 – насос; 2, 3, 4, 5, 6 – підігрівники - конденсатори; 7 – головний підігрівник; 8, 9, 10, 11 – апарати - випарні камери; 13 – насос пароежекторний; 14 – збірник дистилляту

Процеси випару і конденсації повторюються багаторазово в наступних секціях під тиском, що поступово знижується. Отриманий дистилат збирається в збірнику 14 та відкачується споживачам, при цьому вміст мінеральних солей у дистилаті не перевищує 25 мг/л, що дозволяє використати його як питну воду. Звичайно для використання дистилату як питної води провадять його певну обробку.

В останньому ступені вода випаровується при температурі 34–36°C, що відповідає тиску в останньому корпусі близько  $P_4=0,005-0,006$  МПа.

Вакуум в останньому корпусі створюється як за рахунок конденсації сокової пари, так і за рахунок роботи пароежекторного насоса 13.

Відпрацьована морська вода насосом 12 відкачується в море або спрямовується на подальшу більш глибоку переробку з метою виділення із неї розчинених солей.

Основними перевагами УМВ є відсутність контакту між киплячим розчином і поверхнею теплообміну та низькі витрати тепла на отримання прісної води. Питомі витрати тепла на сучасних УМВ для виробництва дистилату становлять 240–280 кДж/кг, проектується промислові установки, у яких питомі витрати тепла будуть у два рази нижчими. Основним недоліком УМВ є порівняно високі капітальні витрати

ти, при цьому зведені капітальні витрати зменшуються зі збільшенням потужності установок.

Звичайно БКВУ адиабатного випаровування будують там, де є надлишок теплової енергії (біля потужних ТЕС або АЕС) та потрібна опріснена вода для промислових і побутових потреб.

Багатоступенева опріснювальна установка потужністю  $640 \text{ м}^3/\text{г}$  прісної води була побудована в 1973 р. у м. Шевченко. У США були запроектовані опріснювальні УМВ продуктивністю до  $24000 \text{ м}^3/\text{г}$  прісної води. Поблизу м. Токіо передбачалося будівництво опріснювальної установки потужністю  $10^6 \text{ м}^3/\text{добу}$  прісної води та з додатковим виділенням солей із розчину. Орієнтовна собівартість дистилляту становить близько 1 долара за  $1 \text{ м}^3$  [53].

#### **10.14 Алгоритм розрахунку багатокорпусної випарки**

Розрахунок багатокорпусної випарної установки, як правило, виконується у два етапи: спочатку виконується проектний розрахунок з метою визначення параметрів роботи установки у корпусах, визначення поверхні і розмірів гріючої камери, а потім проводять перевірний розрахунок з метою уточнення параметрів процесу і умов теплопередачі в корпусах БКВУ.

**Вихідні дані** для розрахунку БКВУ повинні включати: продуктивність установки та число корпусів, назву розчину, який випарюється, його початкову і кінцеву концентрації, параметри властивостей гріючої пари (тиск і температуру), а також тиск вторинної пари в останньому корпусі.

**Завданнями проектного розрахунку є:** визначення витрати і концентрації розчину у корпусах, витрати сокової пари у корпусах, визначення тиску в паровому просторі корпусів, визначення температур кипіння розчину у корпусах, визначення корисної різниці температур у корпусах, визначення поверхні гріючої камери випарного апарата (при рівності площ поверхні).

*Проектний розрахунок* виконують у такій послідовності [53].

1 Визначення загальної кількості води, що випаровується, у БКВУ за рівняннями (10.19) - (10.19').

2 Попередній розподіл води, що випаровується, у корпусах з урахуванням існуючих рекомендацій [33, 49], при цьому для прямотечійної випарки доцільно більше навантажити перший корпус і розвантажити останній, що знизить витрату води в барометричному конденсаторі.

3 Визначення витрати і концентрації випареного розчину на виході із кожного корпусу за рівняннями (10.53) - (10.54).

4 Попереднє визначення тиску в сепараційному просторі кожного з корпусів БКВУ [33, 60].

5 Визначення температури кипіння розчину у корпусах БКВУ, визначення корисної різниці температур.

6 Визначення витрати гріючої пари для прийнятого розподілу води, що випаровується у корпусах.

7 Визначення теплового навантаження корпусів і розрахунок поверхні теплопередачі гріючих камер кожного корпусу.

8 Попередній вибір типу випарного апарата і розмірів гріючої камери за каталогом у залежності від виду та умов циркуляції розчину.

Уточнений розрахунок БКВУ проводять у такій послідовності.

1 Уточнюють кількість випареної води у корпусах, коректують параметри процесу у корпусах (тиск сокової пари, концентрації і температури кипіння упареного розчину, загальну і корисну різницю температур та ін.).

2 Перевіряють відповідність рівнянь теплового балансу і корисної різниці температур у корпусах БКВУ. Корисна різниця температур в апаратах із природною циркуляцією розчину повинна бути не менше ніж  $8 - 9^{\circ}\text{C}$ , в установках із примусовою циркуляцією – не менша  $6 - 7^{\circ}\text{C}$ .

3 Уточнюють теплові навантаження по корпусах БКВУ з урахуванням теплових втрат і корисної різниці температур (при рівності площ поверхонь гріючої камери).

4 Уточнюють значення коефіцієнтів теплопередачі у корпусах БКВУ з урахуванням температур кипіння, концентрації розчину, умов теплообміну в трубному та міжтрубному просторах гріючих камер.

5 Уточнюють необхідну розрахункову поверхню теплообміну гріючих камер, визначають запас поверхні гріючих камер і питомих показників роботи БКВУ. Запас поверхні, як правило, повинен бути не менше  $5 - 10\%$  від загальної поверхні теплообміну гріючої камери.

Звичайно задовільна точність розрахунку БКВУ досягається в результаті двох – або трьох наближень.

Нижче подано приклад розрахунку протитечійної трикорпусної випарної установки з примусовою циркуляцією розчину.

**Приклад 10.1** Виконати технологічний розрахунок та підібрати стандартний агрегат для трикорпусної випарної установки з примусовою циркуляцією розчину для першої стадії випарювання у виробництві біхромату натрію. Продуктивність установки щодо початкового розчину  $G_n = 42000$  кг/г, склад початкового розчину (% мас.): біхромату натрію ( $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ )  $X_{bn} = 31,6$ , сульфату натрію ( $\text{Na}_2\text{SO}_4$ )  $X_{cn} = 7,4$ ; склад випареного розчину: біхромату натрію  $X_{bc} = 45,7$ , сульфату натрію  $X_{cc} = 10,7\%$  мас. Початковий розчин подається в установку підігрітим до  $t_{np} = 70^{\circ}\text{C}$ , для випарювання використовують гріючу пару під тиском  $P_m = 5,6$  ат.

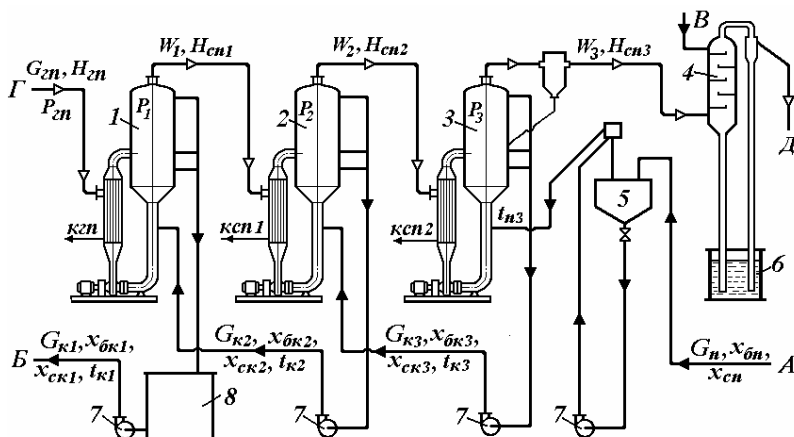
#### **Розв'язання. А Вибір технологічної схеми установки**

У зв'язку з тим що розчини біхромату натрію мають велику температурну депресію та в процесі випарювання у розчині утворюються кристали сульфату натрію, які поступово накопичуються у циркуляційному розчині і їх потрібно видалити, у промисловості використовують протитечійну трикорпусну випарну установку з примусовою циркуляцією розчину.

Принципова схема випарної установки подана на рис. 10.14.

Підігрітий початковий розчин із збірника 5 насосом 7 подається у циркуляційний контур корпусу 3, що працює під вакуумом  $P_1 = 400 - 500$  мм рт.ст. Випарений розчин перекачується насосом у другий корпус випарної установки, яка працює під тиском  $P_2 = 1,0 - 1,5$  ат, а випарений розчин із другого корпусу перекачується у перший корпус, що працює під тиском  $P_3 = 2 - 3$  ат. Випарений розчин із першого корпусу перетікає у

емність 8 та насосом перекачується на фільтрувальну установку для відокремлення кристалів сульфату натрію, а потім подається на другу стадію випарювання (на схемі не показана). Перший корпус випарки обігрівается водяною грюючою паром під тиском  $P_{гн} = 5,6$  ат, другий та третій корпуси обігріваются соковою паром попередніх корпусів, сокова пара третього корпусу відводиться у барометричний конденсатор 4, де конденсується в результаті контакту з холодною водою, що подається на полиці конденсатора 4. Конденсат відводиться у барометричний ящик 6, несконденсовані гази відсмоктуються вакуум – насосом.



**Рисунок 10.14 – Схема випарної установки у виробництві біхромату натрію:**

А – подача розчину; Б – відведення випареного розчину на фільтрування; В – підведення холодної води; Г – подача грюючої пари; Д – повітря до вакуум – насоса; 1, 2, 3 – сепараційні камери випарок; 4 – барометричний конденсатор; 5 – бак – сховище; 6 – барометричний ящик; 7 – насоси; 8 – емність випареного розчину

### **Б Визначення кількості випареної води та розподіл її у корпусах**

Масова витрата початкового розчину становить  $G_n = 42000 / 3600 = 11,667$  кг/с .

Загальна концентрація солей (біхромату та сульфату натрію) у початковому розчині дорівнює

$$X_{n3} = X_{б3} + X_{с3} = 31,6 + 7,4 = 39,0 \%$$

Кількість розчиненого біхромату натрію у початковому розчині

$$G_{бн} = G_n \cdot X_{бн} = 42000 \cdot 0,316 = 13272 \text{ кг/г .}$$

Кількість розчиненого сульфату натрію у початковому розчині

$$G_{сн} = G_n \cdot X_{сн} = 42000 \cdot 0,074 = 3108 \text{ кг/г .}$$

Загальна концентрація солей у випареному розчині

$$X_{к1} = X_{б1} + X_{с1} = 45,7 + 10,7 = 56,4 \%$$

Загальна масова витрата випареної води за формулою (10.19) складає

$$W_{зв} = G_n (1 - X_{н3}/X_{к1}) = 42000 (1 - 39,0/56,4) = 12957 \text{ кг/г} = 3,6 \text{ кг/с .}$$

Загальна кількість випареного (кінцевого) розчину складає

$$G_{кр} = G_n - W_{зв} = 42000 - 12957 = 29043 \text{ кг/г} = 8,067 \text{ кг/с .}$$

Взявши розподілення випареної води у корпусах у такому співвідношенні

$W_3 : W_2 : W_1 = 1 : 1,2 : 1,6$ , отримали:

$$W_3 = W_{зв} / 3,8 = 12957 / 3,8 = 3410 \text{ кг/г} = 0,947 \text{ кг/с ,}$$

$$W_2 = 1,2 W_3 = 1,2 \cdot 3410 \text{ кг/г} = 4092 \text{ кг/г} = 1,137 \text{ кг/с ,}$$

$$W_1 = 1,6 W_3 = 1,6 \cdot 3410 \text{ кг/г} = 5456 \text{ кг/г} = 1,515 \text{ кг/с .}$$

## В Визначення витрат випареного розчину та концентрації солей у корпусах

Витрата випареного розчину у відповідних корпусах випарної установки така:

$$G_{к3} = G_n - W_3 = 42000 - 3410 = 38590 \text{ кг/г} = 10,72 \text{ кг/с}; \quad G_{к3} = G_{n2};$$

$$G_{к2} = G_n - (W_3 + W_2) = 42000 - (3410 + 4092) = 34498 \text{ кг/г} = 9,582 \text{ кг/с}; \quad G_{к2} = G_{n1};$$

$$G_{к1} = G_n - (W_3 + W_2 + W_1) = 42000 - (3410 + 4092 + 5456) = 29042 \text{ кг/г} = 8,067 \text{ кг/с}.$$

Оскільки кількість розчинених солей у розчині залишається незмінною, визначимо концентрацію солей на розчині із кожного корпусу за формулою (10.20):

$$X_{\text{ок}3} = G_{\text{б}} / (G_n - W_3) = 13272 / (42000 - 3410) = 0,344 = 34,4\%;$$

$$X_{\text{ек}3} = G_c / (G_n - W_3) = 3108 / (42000 - 3410) = 0,0805 = 8,05\%;$$

$$X_{\text{ок}2} = G_{\text{б}} / [G_n - (W_3 + W_2)] = 13272 / [(42000 - (3410 + 4092))] = 0,3847 = 38,5\%;$$

$$X_{\text{ек}2} = G_c / [G_n - (W_3 + W_2)] = 3108 / [(42000 - (3410 + 4092))] = 0,090 = 9,0\%;$$

$$X_{\text{ок}1} = G_{\text{б}} / [G_n - (W_3 + W_2 + W_1)] = 13272 / [(42000 - (3410 + 4092 + 5456))] = 0,457 = 45,7\%;$$

$$X_{\text{ек}1} = G_c / [G_n - (W_3 + W_2 + W_1)] = 3108 / [(42000 - (3410 + 4092 + 5456))] = 0,107 = 10,7\%.$$

## 4 Розподіл тиску сокової пари у корпусах випарної установки

4.1 Візьмемо тиск у третьому корпусі  $P_3 = 0,35$  ат, що відповідає температурі випарювання води  $72^\circ\text{C}$  та вакууму 494 мм рт.ст.

При тиску гріючої пари  $P_{гн} = 5,6$  ат температура конденсації пари  $t_{гн} = 155,4^\circ\text{C}$ , ентальпія гріючої пари  $H_{гн} = 2755$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $H_{кгн} = 655$  кДж/кг [47].

Загальний перепад тисків, при яких відбувається випарювання розчину в корпусах, складає

$$\Delta P_3 = P_1 - P_3 = 5,6 - (266/760) = 5,25 \text{ ат}.$$

4.2 Оскільки температура депресія у першому корпусі (при високій концентрації розчинених солей) помітно вища, ніж у другому, на основі попередньо проведених розрахунків вибираємо такий тиск у паровому просторі випарних апаратів:

- у першому корпусі випарної установки, що обігривається насиченою гріючою парою тиском  $P_{гн} = 5,6$  ат, тиск у сепаратійній камері беремо  $P_1 = 2,4$  ат, що відповідає температурі конденсації сокової пари  $t_{сн1} = 125,4^\circ\text{C}$ , при цьому ентальпія сокової пари  $H_{сн1} = 2710$  кДж/кг, ентальпія конденсату сокової пари  $H_{ксн1} = 527$  кДж/кг;

- у другому корпусі, що обігривається соковою парою першого корпусу, абсолютний тиск беремо атмосферний, тобто  $P_2 = 1,0$  ат, що відповідає температурі конденсації сокової пари  $t_{сн2} = 99,1^\circ\text{C}$ , при цьому ентальпія сокової пари  $H_{сн2} = 2677$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $H_{ксн2} = 415,2$  кДж/кг;

- у третьому корпусі, що обігривається соковою парою другого корпусу, у сепаратійній камері беремо абсолютний тиск  $P_3 = 0,35$  ат, що відповідає температурі конденсації сокової пари  $t_{сн3} = 72^\circ\text{C}$ , при цьому ентальпія сокової пари  $H_{сн3} = 2632$  кДж/кг [47, с.880].

Загальний перепад температур між температурами конденсації гріючої пари та сокової пари у третьому корпусі для всієї випарної установки складає

$$\Delta T_3 = t_{гн} - t_{сн3} = 155,4 - 72,0 = 83,4^\circ\text{C}.$$

## 5 Визначення величин депресій при кипінні розчину у корпусах

5.1 Температурна (фізико-хімічна та концентраційна) депресія.

Температура кипіння та деякі властивості розчинів біхромату натрію при атмосферному тиску залежно від концентрації подані у наступній таблиці.

**Таблиця 10.2 – Деякі фізико-хімічні властивості розчинів біхромату натрію**

Концентрація, г/літр розчину	300	500	600	700	900	1100
Концентрація, % мас.	25,0	39,0	45,5	53,0	58,0	63,8
Густина, кг/м <sup>3</sup>	1215	1340	1400	1483	1610	1747
Температура кипіння, °C	102,8	104,8	106,4	108,0	111,6	116,5
Температурна депресія, °C	2,8	4,8	6,4	8,0	11,6	16,5
Теплоємність, кДж/(кг·K)	3,486	2,98	2,80	2,60	2,56	2,472
В'язкість при $75^\circ\text{C}$ , ц·10 <sup>3</sup> , Па·с	0,64	0,83	0,97	1,22	1,60	1,94

Присутність у розчині сульфату натрію у кількості менше 15 % мас. підвищує температуру кипіння розчинів не більше як на 1<sup>o</sup>C ( див. табл. А.11).

Інтерполяцією даних таблиці визначена температурна депресія при атмосферному тиску для кінцевої концентрації розчину у корпусах, при цьому знайдено:

- у третьому корпусі при концентрації розчину  $X_{\text{окз}}=35$  % мас.  $\Delta t_3 = 4,0^{\circ}\text{C}$ ;
- у другому корпусі при концентрації розчину  $X_{\text{ок2}} = 39,0$  % мас.  $\Delta t_2 = 5,5^{\circ}\text{C}$ ;
- у першому корпусі при концентрації розчину  $X_{\text{ок1}} = 45,7$  % мас.  $\Delta t_1 = 6,5^{\circ}\text{C}$ .

Відповідно до формули Тищенко (див. формулу (10.10)) вираховували коефіцієнт впливу тиску на температурну депресію, при цьому знайшли:

- для третього корпусу, що працює під тиском  $P_3 = 0,35$  ат,

$$\psi_3 = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{T_3^2}{r_3} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{345,3^2}{2328} = 0,83 ;$$

- для другого корпусу, що працює під тиском  $P_2= 1,0$  ат,

$$\psi_2 = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{T_2^2}{r_2} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{372,4^2}{2264} = 0,99 ;$$

- для першого корпусу, що працює під тиском  $P_1=2,4$  ат,

$$\psi_3 = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{T_2^2}{r_2} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{398,5^2}{2188} = 1,176 .$$

Отже, температурна депресія з урахуванням коефіцієнта впливу тиску, для корпусів випарної установки відповідно дорівнює:

- для третього корпусу  $\Delta t_3^I = \psi \Delta t_3 = 0,83 \cdot 4,0 = 3,3^{\circ}\text{C}$ ;
- для другого корпусу  $\Delta t_2^I = \psi \Delta t_2 = 1,0 \cdot 5,5 = 5,5^{\circ}\text{C}$ ;
- для першого корпусу  $\Delta t_1^I = \psi \Delta t_1 = 1,176 \cdot 6,5 = 7,7^{\circ}\text{C}$ .

5.2 Гідростатична депресія у прямотечієвих випарних установках звично розраховується щодо середньої висоти гріючих труб.

Оскільки у даній випарній установці використовується примусова циркуляція з підвищеною швидкістю руху розчину у трубках та апарат оснащений трубою закипання, гідростатичну депресію у гріючих камерах розраховуємо на глибині 1 м від верхньої трубно́ї дошки.

Середня густина розчину у випарних апаратах становить: у третьому апараті  $\rho_3 = 1300$  кг/м<sup>3</sup>; у другому апараті  $\rho_2 = 1350$  кг/м<sup>3</sup>; у першому апараті  $\rho_1 = 1410$  кг/м<sup>3</sup>.

Абсолютний тиск (ат), збільшення тиску та підвищення температури кипіння розчину (гідростатична депресія) у цьому випадку відповідно дорівнюють:

- у третьому корпусі  $p_{3c} = p_3 + \frac{\rho_3 gh}{9,81 \cdot 10^4} = 0,35 + \frac{1300 \cdot 9,81 \cdot 1}{9,81 \cdot 10^4} = 0,48$  ат,

$\Delta p_3 = 0,13$  ат, відповідно  $\Delta t_3^{II} = 80 - 72 = 8,0^{\circ}\text{C}$ ;

- у другому корпусі  $p_{2c} = p_2 + \frac{\rho_2 gh}{9,81 \cdot 10^4} = 1,0 + \frac{1350 \cdot 9,81 \cdot 1}{9,81 \cdot 10^4} = 1,135$  ат,

$\Delta p_2 = 0,135$  ат, відповідно  $\Delta t_2^{II} = 102,8 - 99,1 = 3,7^{\circ}\text{C}$ ;

- у першому корпусі  $p_{1c} = p_1 + \frac{\rho_1 gh}{9,81 \cdot 10^4} = 2,4 + \frac{1410 \cdot 9,81 \cdot 1}{9,81 \cdot 10^4} = 2,54$  ,

$\Delta p_1 = 0,14$  ат, відповідно  $\Delta t_1^{II} = 127,5 - 125,4 = 2,1^{\circ}\text{C}$ .

5.3 Гідравлічна депресія для усіх корпусів береться однаковою на рівні 1,5<sup>o</sup>C. Температурні втрати у корпусах випарної установки відповідно становлять:

- у третьому корпусі  $\sum \Delta t_3 = \Delta t_3^I + \Delta t_3^{II} + \Delta t_3^{III} = 3,3 + 8,0 + 1,5 = 12,8^{\circ}\text{C}$ ;
- у другому корпусі  $\sum \Delta t_2 = \Delta t_2^I + \Delta t_2^{II} + \Delta t_2^{III} = 5,5 + 3,7 + 1,5 = 10,7^{\circ}\text{C}$ ;
- у першому корпусі  $\sum \Delta t_1 = \Delta t_1^I + \Delta t_1^{II} + \Delta t_1^{III} = 7,8 + 2,1 + 1,5 = 11,4^{\circ}\text{C}$ .

5.4 З урахуванням усіх видів температурних втрат (депресій) температура кипіння розчину у корпусах визначається за формулою (10.16) та відповідно дорівнює:

$$\begin{aligned} & \text{- у третьому корпусі} & t_{3\text{кун}} = t_{3\text{сн}} + \sum \Delta t_3 = 72,0 + 12,8 = 84,8^\circ\text{C}; \\ & \text{- у другому корпусі} & t_{2\text{кун}} = t_{2\text{сн}} + \sum \Delta t_2 = 99,1 + 10,7 = 109,8^\circ\text{C}; \\ & \text{- у першому корпусі} & t_{1\text{кун}} = t_{1\text{сн}} + \sum \Delta t_1 = 125,4 + 11,4 = 136,8^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

5.5 Корисну різницю температур у грійючих камерах відповідних корпусів розраховано за рівнянням (10.31)

$$\Delta t_{\text{ікор}} = t_{\text{кєн}} - t_{\text{кєн,р}}, \text{ при цьому отримали:}$$

$$\begin{aligned} & \text{- у третьому корпусі} & \Delta t_{3\text{кор}} = 99,1 - 84,8 = 14,3^\circ\text{C}; \\ & \text{- у другому корпусі} & \Delta t_{2\text{кор}} = 125,4 - 109,8 = 15,6^\circ\text{C}; \\ & \text{- у першому корпусі} & \Delta t_{1\text{кор}} = 155,4 - 136,8 = 18,6^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Можна вважати, що розподіл тиску та визначення температур кипіння розчину в корпусах відповідає умовам роботи установок з примусовою циркуляцією розчину.

## 6 Теплові розрахунки випарної установки

Складемо систему рівнянь теплового балансу для корпусів випарної установки (без урахування теплових втрат).

6.1 Для третього (першого щодо розчину, що надходить) корпусу рівняння теплового балансу має вигляд

$$G_{n3} c_{n3} t_{n3} + W_2 H_{\text{єн}2} = (G_{n3} - W_3) c_{k3} t_{k3} + W_3 H_{\text{єн}3} + W_2 H_{\text{єн}2}.$$

Розв'язуючи рівняння щодо масової витрати сокової пари другого корпусу, маємо

$$W_2 = \left\{ \frac{G_{n3} [(c_{k3} t_{k3} - c_{n3} t_{n3})] + W_3 (H_{\text{єн}3} - c_{k3} t_{k3})}{(H_{\text{єн}2} - H_{\text{єн}2})} \right\},$$

де  $G_{n3}$ , – масова витрата початкового випарюваного розчину у третьому корпусі, кг/с;  $W_2$ ,  $W_3$  – масові витрати випареної води (сокової пари) у відповідному корпусі, кг/с;  $c_{n3}$ ,  $c_{k3}$  – теплоємності початкового та випареного розчину у третьому корпусі, кДж/кг;  $t_{n3}$ ,  $t_{k3}$  – початкова та кінцева температури розчину у третьому корпусі,  $^\circ\text{C}$ ;  $H_{\text{єн}2}$ ,  $H_{\text{єн}2}$  – ентальпія сокової пари і конденсату у грійючій камері третього корпусу відповідно, кДж/кг;  $H_{\text{єн}3}$ , – ентальпія сокової пари після третього корпусу, кДж/кг.

6.2 Теплоємність початкового розчину у третьому корпусі

$$\begin{aligned} c_{n3} = c_{\beta} x_{\beta n3} + c_c x_{cn3} + 4,19 [1 - (x_{\beta n3} + x_{cn3})] = 0,74 \cdot 0,316 + 1,826 \cdot 0,074 + \\ + 4,19 [1 - (0,316 + 0,074)] = 0,2338 + 0,1351 + 2,556 = 2,925 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

де  $c_{\beta}$ ,  $c_c$  – теплоємність розчинених солей (біхромату та сульфату натрію) відповідно; для біхромату натрію  $c_{\beta} = 0,740$ , для сульфату натрію  $c_c = 1,826$  кДж/кг.

Теплоємність кінцевого розчину на виході із третього корпусу

$$\begin{aligned} c_{k3} = c_{\beta} x_{\beta k3} + c_c x_{ck3} + 4,19 [1 - (x_{\beta k3} + x_{ck3})] = 0,74 \cdot 0,344 + 1,826 \cdot 0,0805 + \\ + 4,19 [1 - (0,344 + 0,0805)] = 0,2545 + 0,147 + 2,4113 = 2,813 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Ентальпія сокової пари у паровому просторі третього корпусу  $H_{\text{єн}3} = 2632$  кДж/кг; ентальпія сокової пари другого корпусу  $H_{\text{єн}2} = 2677$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $H_{\text{єн}2} = 415,2$  кДж/кг. Після підстановки даних та проведеного розрахунку отримали

$$\begin{aligned} W_2 = \left\{ \frac{11,667 [(2,813 \cdot 84,8 - 2,925 \cdot 70) \cdot 10^3] + 0,947 (2632 - 2,813 \cdot 84,8) \cdot 10^3}{(2677 - 415,2) \cdot 10^3} \right\} = \\ = 1,1765 \text{ кг/с (за попереднім розрахунком було 1,137 кг/с - небаланс 3,5 \%)} \end{aligned}$$

6.3 Для другого корпусу, де випаровується вода під тиском  $P_2 = 1,0$  ат, рівняння теплового балансу має такий вигляд:

$$G_{k2} c_{k2} t_{k2} + W_1 H_{\text{єн}1} = (G_{k2} - W_2) c_{k2} t_{k2} + W_2 H_{\text{єн}2} + W_1 H_{\text{єн}1},$$

де  $t_{k2}$ ,  $c_{k2}$  – температура та теплоємність випареного розчину на виході із другого корпусу відповідно;  $H_{\text{єн}1}$  – ентальпія сокової пари, що надходить із першого корпусу;  $H_{\text{єн}1}$  – ентальпія конденсату сокової пари.

Теплоємність кінцевого розчину після другого корпусу

$$\begin{aligned} c_{k2} = c_{\beta} x_{\beta k2} + c_c x_{ck2} + 4,19 [1 - (x_{\beta k2} + x_{ck2})] = 0,74 \cdot 0,385 + 1,826 \cdot 0,090 + \\ + 4,19 [1 - (0,385 + 0,090)] = 0,285 + 0,164 + 2,200 = 2,649 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

При тиску у першому корпусі  $P_1=2,4$  ат ентальпія сокової пари у паровому просторі першого корпусу  $H_{cn1} = 2710$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $H_{cnk1} = 527,0$  кДж/кг, ентальпія сокової пари другого корпусу  $H_{cn2} = 2677$  кДж/кг.

Розв'язуючи рівняння щодо масової витрати сокової пари у другому корпусі, маємо

$$W_1 = \left\{ \frac{G_{n2}[(c_{k2}t_{k2} - c_{k3}t_{k3})] + W_2(H_{cn2} - c_{k2}t_{k2})}{(H_{cn1} - H_{cnk1})} \right\} =$$

$$= \left\{ \frac{10,724[(2,649 \cdot 109,8 - 2,813 \cdot 84,8)] \cdot 10^3 + 1,1765(2677 - 2,649 \cdot 109,8) \cdot 10^3}{(2710 - 527) \cdot 10^3} \right\} =$$

$$= 1,543 \text{ кг/с}.$$

Загальна кількість випареної води за розрахунками дорівнює  $W_1 + W_2 + W_3 = 1,543 + 1,1765 + 0,947 = 3,6665$  кг/с = 13200 кг/Г, що добре збігається з попереднім розподіленням.

6.4 Визначення витрати гріючої пари на обігрівання першого корпусу.

Для першого корпусу, що обігрівається гріючою парою під тиском  $P_{zn} = 5,6$  ат та в якому випарювання води із розчину в сепараційній камері відбувається під тиском  $P_1 = 2,4$  ат, рівняння теплового балансу має вигляд

$$G_{k2} c_{k2} t_{k2} + D_{zn} H_{zn} = (G_{k2} - W_1) c_{k1} t_{k1} + W_1 H_{cn1} + D_{zn} H_{kzn}.$$

Розв'язуючи рівняння щодо масової витрати сокової пари другого корпусу, маємо

$$D_{zn} = \left\{ \frac{G_{k2}[(c_{k1}t_{k1} - c_{k2}t_{k2})] + W_1(H_{cn1} - c_{k1}t_{k1})}{(H_{zn} - H_{kzn})} \right\}, \quad (10.69)$$

де  $c_{k2}$ ,  $c_{k1}$  – теплоємність випареного розчину на вході та виході першого корпусу відповідно;  $H_{zn}$ ,  $H_{kzn}$  – ентальпія гріючої пари та конденсату гріючої пари відповідно.

Теплоємність кінцевого розчину на виході із першого корпусу

$$c_{k1} = c_b x_{bk1} + c_c x_{ck1} + 4,19[1 - (x_{bk1} + x_{ck1})] = 0,74 \cdot 0,457 + 1,826 \cdot 0,107 + 4,19[1 - (0,457 + 0,107)] = 0,338 + 0,1954 + 1,827 = 2,360 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія гріючої пари у міжтрубному просторі кип'ятильної камери першого корпусу  $H_{zn} = 2755$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $H_{kzn} = 655$  кДж/кг, ентальпія сокової пари першого корпусу  $H_{cn1} = 2710$  кДж/кг.

Після підстановки всіх даних у рівняння (10.69) отримали

$$D_{zn} = \left\{ \frac{9,547[(2,36 \cdot 136,8 - 2,65 \cdot 109,8)] \cdot 10^3 + 1,543(2710 - 2,36 \cdot 136,8) \cdot 10^3}{(2755 - 655) \cdot 10^3} \right\} =$$

$$= 1,8988 \text{ кг/с} = 6835,7 \text{ кг/Г}.$$

З урахуванням втрат теплоти в навколишнє середовище (до 5,0 %), фактичні витрати гріючої пари становлять  $D_{\phi} = 1,05 D_{zn} = 1,05 \cdot 1,89357 = 1,9937$  кг/с = 7177,4 кг/Г.

Питома витрата гріючої пари для всієї випарної установки становить

$d_{zn} = D_{\phi} / W_3 = 7177,4 / 13200 = 0,544$  (що відповідає оптимальним питомим витратам гріючої пари для даного виробництва та вибраної схеми випарної установки).

## 7 Розрахунок теплового навантаження та поверхні теплопередачі корпусів

7.1 Корисне теплове навантаження першого корпусу, що обігрівається гріючою парою, включає нагрівання розчину, що подається із другого корпусу, та випарювання води у кількості  $W_1 = 1,543$  кг/с., при цьому

$$Q_1 = G_{k2}(c_{k1}t_{k1} - c_{k2}t_{k2}) + W_1(H_{cn1} - c_{k1}t_{k1}),$$

де  $H_{cn1}$  – ентальпія сокової пари першого корпусу,  $H_{cn1} = 2710$  кДж/кг.

Підставивши всі дані щодо параметрів роботи першого корпусу, знайшли

$$Q_1 = 9,547(2,36 \cdot 136,8 - 2,65 \cdot 109,8) 10^3 + 1,543(2710 - 2,36 \cdot 136,8) 10^3 = 3987,5 \text{ кДж}.$$

Орієнтовна поверхня теплопередачі гріючої камери першого апарата

$$F_1 = Q_1 / k_1 \Delta t_1 = 3987,5 10^3 / 1800 \cdot 18,6 = 119,1 \text{ м}^2.$$

7.2 Корисне теплове навантаження другого корпусу, що обігрівается соковою парою першого корпусу, включає нагрівання розчину, що подається із третього корпусу, та випарювання води у кількості  $W_2 = 1,1765$  кг/с, при цьому

$$Q_2 = G_{к3}(c_{к2}t_{2кит} - c_{к3}t_{к3}) + W_2(H_{сн2} - c_{к2}t_{к2кит}),$$

де  $H_{сн2}$  – ентальпія сокової пари другого корпусу,  $H_{сн2} = 2677$  кДж/кг.

Підставивши всі дані щодо параметрів роботи другого корпусу, знайшли  $Q_2 = 10,72(2,65 \cdot 109,8 - 2,813 \cdot 84,8) 10^3 + 1,1765(2677 - 2,65 \cdot 109,8) 10^3 = 3370$  кДж.

Орієнтовна поверхня теплопередачі грійоючої камери другого апарата

$$F_2 = Q_2 / k_2 \Delta t_2 = 3370 10^3 / 1800 \cdot 15,6 = 120 \text{ м}^2.$$

7.3. Корисне теплове навантаження третього корпусу, що обігрівается соковою парою другого корпусу, включає нагрівання розчину, що подається із третього корпусу, та випарювання води у кількості  $W_3 = 0,947$  кг/с, при цьому

$$Q_3 = G_{н3}(c_{к3}t_{3кит} - c_{н3}t_{н3}) + W_3(H_{сн3} - c_{к3}t_{к3кит}),$$

де  $H_{сн3}$  – ентальпія сокової пари третього корпусу,  $H_{сн3} = 2632$  кДж/кг.

Підставивши всі дані щодо параметрів роботи третього корпусу, знайшли

$$Q_3 = 11,667(2,813 \cdot 84,8 - 2,925 \cdot 70) 10^3 + 0,947(2632 - 2,813 \cdot 84,8) 10^3 = 2629 \text{ кДж}.$$

Орієнтовна поверхня теплопередачі грійоючої камери третього апарата

$$F_3 = Q_3 / k_3 \Delta t_3 = 2629 10^3 / 1800 \cdot 14,3 = 102 \text{ м}^2.$$

Отже, найбільше теплове навантаження має перший агрегат випарної установки, в ньому також буде найменший коефіцієнт теплопередачі, тому що тут випарюється концентрований розчин, який має значну густину і найбільшу в'язкість.

## 8 Вибір агрегатів та розрахунок параметрів роботи грійоючої камери

За каталогом [9, с.17] вибираємо випарний апарат з примусовою циркуляцією, виснесеним грійоючою камерою і зоною кипіння типорозміру 126-2860-02 (тип ІУ). Апарат має такі характеристики: загальна поверхня теплопередачі  $F_3 = 125 \text{ м}^2$ , число труб  $n_m = 195$  шт. діаметр  $38 \times 2$  мм і довжина  $L_m = 6000$  мм, діаметр корпусу сепаратора  $D_c = 2000$  мм, діаметр корпусу грійоючої камери  $D_k = 800$  мм, тиск у міжтрубному просторі грійоючої камери  $P_{м} = 6,0$  ат, тиск у сепараторі  $P_{ск} = 3,0$  ат. Циркуляційний насос типу ОХГ6-42 продуктивністю  $Q_{ци} = 2120 \text{ м}^3/\text{г}$  та напором  $H_n = 3,2$  м ст. рідини.

Умовне позначення апарата: випарний апарат 126 – 2860 – 02 – ІУ.

Технологічні показники роботи випарної установки наведені в табл. 10.3.

Таблиця 10.3 – Показники роботи трикорпусної випарної установки

Показники роботи випарної установки	Корпус випарної установки		
	перший	другий	третій
Масова витрата початкового розчину, кг/г	34356	38591	42000
Масова витрата випареного розчину, кг/г	28801	34356	38591
Масова витрата сокової пари, кг/г	5555	4235	3409
Тиск (абсолютний) в сепараційному просторі, ат	2,4	1,0	0,35
Тиск (абсолютний) в грійоючій камері, ат	5,6	2,4	1,0
Початкова концентрація біхромату натрію, % мас.	38,5	34,4	31,6
Кінцева концентрація біхромату натрію, % мас.	45,7	38,5	34,4
Температура конденсації пари в грійоючій камері, $t_{ж}^{\circ}\text{C}$	155,4	125,4	99,1
Температура пари в сепараційному просторі, $t_{сн}^{\circ}\text{C}$	125,4	99,1	72,0
Температура розчину, що надходить, $t_n^{\circ}\text{C}$	109,8	84,8	70,0
Температура кипіння розчину в корпусах, $t_{кит}^{\circ}\text{C}$	136,8	109,8	84,8
Корисна різниця температур у корпусі, $\Delta t_{кор}^{\circ}\text{C}$	18,6	15,6	14,3
Корисне теплове навантаження у корпусі, кДж	3987,5	3370	2629
Поверхня теплопередачі грійоючої камери, $\text{м}^2$	125	125	125
Загальна витрата грійоючої пари, кг/г	7177,4		
Загальна витрата випареної води, кг/г	13200		
Загальна витрата випареного розчину, кг/г	28800		

## 9 Виконаємо перевірочні розрахунки параметрів роботи апарата

### 9.1 Гідродинамічні розрахунки

Визначимо середню швидкість руху розчину у трубках грійочої камери

$$w_c = \frac{Q_{ци}}{3600 \cdot 0,785 d_{эм}^2 \cdot n_m} = \frac{2120}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,034^2 \cdot 195} = 3,328 \text{ м/с}.$$

Режим течії розчину у трубках грійочої камери  $Re_p = w_c d_{эм} \rho_p / \mu_p$ ,

де  $\rho_p, \mu_p$  - густина та в'язкість розчину відповідно у першому корпусі (див. табл. 10.2)  
 $Re = 3,328 \cdot 0,034 \cdot 1483 / 1,22 \cdot 10^{-3} = 137545$ , отже режим течії розчину турбулентний.

9.2 Розрахунки коефіцієнта теплопередачі у грійоцій камері першого корпусу.

Коефіцієнт тепловіддачі від грійочої пари до зовнішньої поверхні вертикальних труб визначимо за формулою (4.12), при цьому

$$\alpha_n = 3,78 \lambda \left( \frac{\rho^2 d_{эм} n_m}{\mu \cdot G_{эм}} \right)^{0,333} = 3,78 \cdot 0,684 \left( \frac{912^2 \cdot 0,038 \cdot 195}{0,18 \cdot 10^{-3} \cdot 1,9} \right)^{0,333} = 6772 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)},$$

де  $\lambda, \rho, \mu$  - теплопровідність, густина та в'язкість конденсату грійочої пари відповідно,  $n_m$  - число труб;  $d_{эм}$  - зовнішній діаметр труб;  $G_{эм}$  - витрата грійочої пари, кг/с.

Коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному режимі руху розчину в прямих трубах визначають за допомогою критеріального рівняння (3.27), при цьому

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} = 0,021 \cdot 137545^{0,8} \cdot 4,8^{0,43} = 531,1,$$

де  $Pr_f$  - число Прандтля для розчину при температурі у ядрі потоку,  $Pr_f = c_p \mu_p / \lambda_p = 2360 \cdot 1,2210^{-3} / 0,55$ ; співвідношення  $(Pr_f / Pr_w)^{0,25}$  враховує зміни параметрів розчину у ядрі потоку та біля стінки труб, у даному випадку ним можна знехтувати.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до розчину дорівнює

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d_{эм}} = \frac{531,1 \cdot 0,55}{0,034} = 8591 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)},$$

де  $\lambda_p$  - коефіцієнт теплопровідності розчину, що рухається у трубах.

Коефіцієнт теплопередачі у грійоцій камері першого корпусу дорівнює

$$k_{эм} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{эм}}{\lambda_{эм}} + r_k + r_p + \frac{1}{\alpha_p}},$$

де  $r_k$  - термічний опір з боку плівки конденсату,  $r_k = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·К)/Вт}$ ;  $r_p$  - термічний опір з боку розчину,  $r_p = 2 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·К)/Вт}$ .

Після підстановки розрахованих величин отримали

$$k_{эм} = \frac{1}{\frac{1}{6772} + \frac{0,002}{46,5} + 0,4 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{8590}} = 1828 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Отже, коефіцієнт теплопередачі у найскладніших умовах роботи установки (для першого корпусу) вибрано правильно і в інших корпусах він залишиться майже таким.

Таким чином, попередній вибір установки залишається кінцевим рішенням.

### Запитання для самоконтролю

- 1 З якою метою використовують процеси випарювання і яке їхнє значення в хімічній технології?
- 2 Як організовують процес випарювання? Накресліть схему однокорпусної випарної установки і розкажіть принципи її роботи.
- 3 Як улаштований і працює однокорпусний випарний апарат?

- 4 *Що відбувається з розчином у процесі випарювання, як інтенсифікувати процес випарювання?*
- 5 *Запишіть систему рівнянь матеріального балансу процесу випарювання, поясніть фізичний зміст величин, які до них входять.*
- 6 *Як розрахувати концентрацію і кількість упареного розчину, а також кількість випареної води?*
- 7 *Куди витрачається тепло в процесі випарювання і від яких параметрів процесу в найбільшій мірою залежить витрата тепла?*
- 8 *Запишіть систему рівнянь теплового балансу процесу простого випарювання, поясніть фізичний зміст величин, які до них входять.*
- 9 *Як розрахувати витрати гріючої пари на проведення процесу випарювання, від яких величин залежить витрата гріючої пари?*
- 10 *Що є рушійною силою процесу випарювання, яку величину рушійної сили звичайно рекомендують для випарних апаратів і чому?*
- 11 *Як розрахувати поверхню теплообміну гріючої камери випарного апарата, як інтенсифікувати теплопередачу?*
- 12 *Як розрахувати розміри сепараційної камери випарного апарата?*
- 13 *Що називають багатокорпусним випарюванням і які його основні переваги перед простим (однокорпусним) випарюванням?*
- 14 *Накресліть схему і поясніть принцип роботи прямиотечійної багатокорпусної випарної установки.*
- 15 *Накресліть схему і поясніть принцип роботи протитечійної багатокорпусної випарної установки.*
- 16 *Запишіть систему рівнянь матеріального балансу двокорпусної випарної установки, поясніть фізичний зміст складових системи.*
- 17 *Запишіть систему рівнянь теплового балансу двокорпусної випарної установки, поясніть фізичний зміст складових системи.*
- 18 *Як визначають витрату гріючої пари на багатокорпусне випарювання, що називають питомою витратою пари?*
- 19 *Від яких параметрів роботи багатокорпусної випарної установки залежать загальна та питома витрати гріючої пари?*
- 20 *Як розподіляють корисну різницю температур у корпусах багатокорпусної випарки, що треба при цьому врахувати?*
- 21 *Які теоретична і практична межі числа корпусів багатокорпусної випарної установки і чому?*
- 22 *Чи є заміна багатокорпусним випарним установкам, що це за установки і у яких випадках їх рекомендують застосовувати?*
- 23 *У чому полягає фізична суть випарної установки з тепловим насосом та як вона працює?*
- 24 *У чому полягає фізична суть роботи БКВУ адіабатного випарювання, як вона працює, в чому її переваги та недоліки?*

### 11.1 Класифікація випарних апаратів (ВА)

**Класифікаційні ознаки ВА.** У зв'язку з різноманітністю фізико-хімічних властивостей розчинів, що випарюються, різною продуктивністю випарних установок, різною організаційно-технічною структурою виробництва, використанням різноманітних теплоносіїв відомо більше ніж 100 різновидів конструкцій ВА.

З урахуванням зазначеного випарні апарати класифікують за наступними технологічними і конструктивними ознаками [11, 19, 36, 53].

1 За принципом дії: апарати періодичної і безперервної дії.

2 За видом використовуваного теплоносія: апарати з паровим, газовим, рідинним або електричним обігріванням.

3 За способом організації руху і режиму циркуляції розчину, що випаровується, розрізняють:

- апарати з неорганізованою природною циркуляцією;
- апарати з організованою природною циркуляцією;
- апарати із примусовою (вимушеною) циркуляцією;
- апарати без циркуляції розчину та плівкового типу.

4 За кратністю циркуляції: з однократною і багаторазовою циркуляцією розчину.

5 За конструктивною схемою з'єднання сепаратора і гріючої камери:

- апарати зі співвісним (блоковим) розміщенням;
- апарати із винесеною гріючою камерою;
- апарати із винесеною циркуляційною трубою.

6 За орієнтацією поверхні нагрівання: на апарати з вертикальним, горизонтальним і похилим розташуванням гріючої камери.

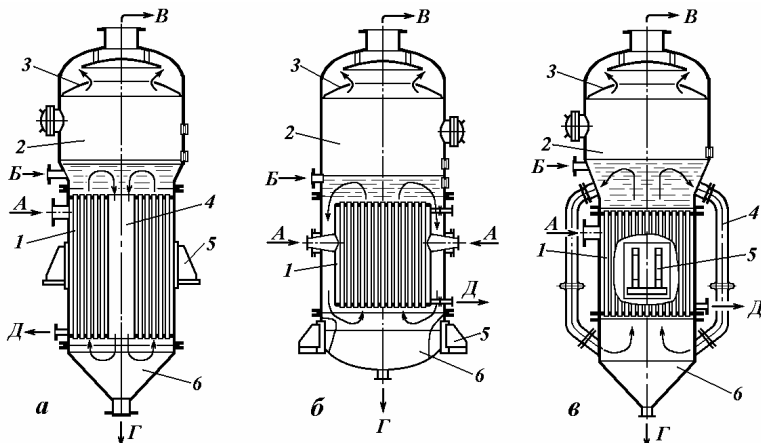
7 За способом підведення тепла до розчину розрізняють апарати поверхневого типу (з фіксованою поверхнею теплопередачі) і апарати контактної типу, у яких тепло до розчину підводиться у результаті контакту гарячого теплоносія (газу) з розчином.

#### 11.2 Випарні апарати із природною циркуляцією розчину

Із самого початку використання в цукровій промисловості великих випарних установок (1834 р.) удосконалювання конструкцій випарних апаратів відбувалося в напрямку інтенсифікації процесу випарювання, поліпшення експлуатаційних і техніко-економічних показників.

Одним із самих давніх і використовуваних дотепер є випарний апарат з убудованою гріючою камерою і розміщеною в ній центральною циркуляційною трубою (рис. 11.1 а).

Гріюча камера 1 складається із корпусу і пучка вертикальних кип'ятильних труб діаметром 25×2, 38×2 або 57×3 мм і довжиною 2000–4000 мм, закріплених у трубних дошках. По центру камери розміщена циркуляційна труба 4, площа поперечного перерізу якої становить більше половини площі загального поперечного перерізу кип'ятильних трубок. Циркуляційна труба виготовляється зі стандартних труб діаметром 150–1200 мм. Над гріючою камерою змонтована сепараційна камера 2, призначена для відділення вторинної пари від киплячого розчину, а також для відділення крапель і бризок розчину із сокової пари, що відводиться. Бризко-відділювач 3 виконується у вигляді камери інерційного типу або у вигляді краплевідділювача циклонного типу.



**Рисунок 11.1 - Конструктивні схеми випарних апаратів із природною циркуляцією розчину і співвісно вбудованою гріючою камерою:**

а – із центральною циркуляційною трубою; б – із підвісною гріючою камерою; в – із винесеними циркуляційними трубами.

Потоки: А – подача гріючої пари; Б – подача вихідного розчину; В – відведення вторинної пари; Г – відведення випареного розчину; Д – вихід конденсату;

1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – бризковідділювач; 4 – циркуляційна труба; 5 – лапа-опора; 6 – днище

Гріюча пара подається в міжтрубний простір гріючої камери та конденсується в ній під впливом виділеної теплоти конденсації розчин, що перебуває в трубках, нагрівається та закипає, парорідинна емульсія, яка утворилася в трубках, піднімається вгору і надходить у нижню розчинну частину сепараційної камери.

Після відділення сокової пари і підвищення концентрації розчину густина його трохи збільшується, що сприяє опусканню розчину по центральній циркуляційній трубі в простір під нижню трубну решітку. При нагріванні розчину в трубках за рахунок піднімальної сили відбувається втягування його в кип'ятильні труби.

Таким чином, виникає природна циркуляція розчину в напрямку від кип'ятильних труб до центральної труби вгорі апарата і по центральній трубі зверху вниз, а потім знизу від центра апарата до кип'ятильних труб та по кип'ятильних трубках знизу вгору.

В апаратах великої продуктивності встановлюють кілька циркуляційних труб (від 2 до 6) і розміщують їх по периферії гріючої камери. Кратність циркуляції розчину (відношення об'ємної витрати розчину через перетин кип'ятильних труб до об'ємної витрати вихідного розчину) в апаратах із природною циркуляцією становить 20-30, для підвищення кратності циркуляції в центральній опускній трубі може бути вмонтована пропелерна мішалка.

Для збільшення кратності циркуляції розчину і підвищення коефіцієнта теплопередачі від гріючої пари до киплячого розчину були створені випарні апарати з підвісною гріючою камерою (див. рис. 11.1 б), розміщеної у центрі апарата з кільцевим зазором між корпусом і зовнішньою стінкою гріючої камери. Поперечний перетин кільцевого простору звичайно близький до загального перетину кип'ятильних труб. Циркуляція розчину в таких апаратах збільшується як у результаті зменшення теплоприпливу від стінок гріючої камери, так і за рахунок додаткового охолодження розчину в кільцевому просторі, при цьому збільшується різниця густин розчину в кільцевому перетині та у гріючих трубках. Напрямок циркуляції розчину в таких апаратах відбувається від центра апарата до периферії. Гріюча камера у таких апаратах може вийматися для чищення та ремонту.

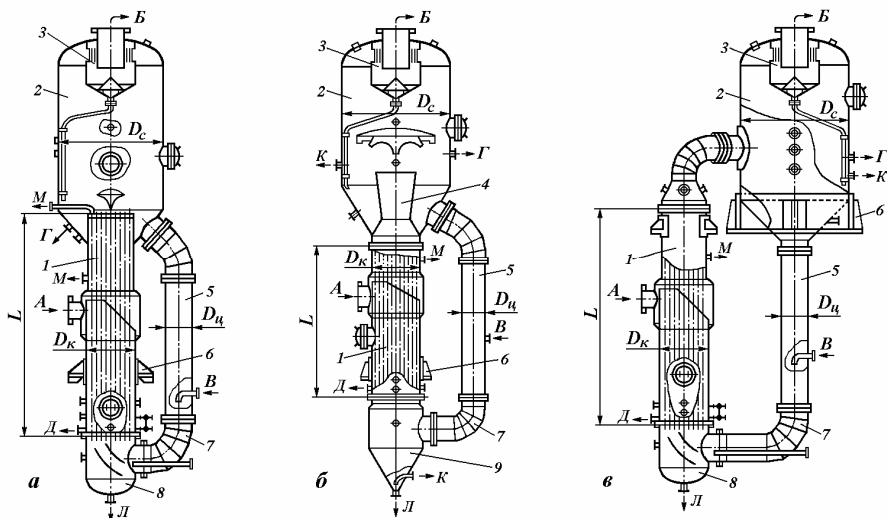
Ще більша кратність циркуляції розчину досягається в апаратах із природною циркуляцією і винесеними циркуляційними трубами, що взагалі не обігріваються (див. рис. 11.1 в). У таких апаратах підвищується швидкість руху розчину в кип'ятильних трубках до 1,5 м/с, що помітно збільшує інтенсивність випаровування води, кратність циркуляції розчину підвищується до 50-80. Звичайно число циркуляційних труб становить 2-4, сумарний перетин циркуляційних труб близький до загальної площі поперечного перетину кип'ятильних труб.

Конструкції деяких типів сучасних випарних апаратів із природною циркуляцією розчину наведені на рис. 11.2.

Особливостями апаратів із природною циркуляцією розчину є застосування гріючих камер з довгими кип'ятильними трубками (від 3000 до 7000 мм), збільшення швидкості руху парорідинної емульсії в кип'ятильних трубках до 1,5 м/с, застосування винесеної зони кипіння розчину, використання камери солевідділення при випарюванні розчинів, що кристалізуються.

Випарний апарат з гріючою камерою 1, співвісно з'єднаною із сепараційною камерою 2 і винесеною циркуляційною трубою 5 (див. рис. 11.2 а) в основному застосовують для випарювання сольових розчинів, що не кристалізуються. Вихідний розчин подається в циркуляційну

трубу 5, змішується із циркулюючим розчином, опускається вниз та надходить у гріючі трубки. У верхній частині труб розчин закипає, сокова пара, що виділилась, відводиться через бризкоуловлювач 3, випарений розчин виводиться із сепаратора через патрубок Г.



**Рисунок 11.2 - Сучасні конструкції випарних апаратів із природною циркуляцією розчину:**

а – із співвісною гріючою камерою і кипінням розчину в трубах; б – із винесеною зоною кипіння і солевідділенням; в – із винесеною гріючою камерою.

Потоки: А – вхід гріючої пари; Б – вихід вторинної пари; В – вхід розчину; Г – вихід випареного розчину; Д – вихід конденсату; К – відбирання проб; Л – зливання розчину; М – здування газів, що не конденсуються;

1 – гріюча камера; 2 – сепараційна камера; 3 – бризкоуловлювач; 4 – труба закипання; 5 – труба циркуляційна; 6 – опора; 7 – коліно; 8 – камера нижня поворотна; 9 – камера солевідділення

Для посилення циркуляції розчину, зменшення можливості інкрустації труб над верхньою трубною решіткою встановлюють трубу закипання (див. рис. 11.2 б). Внаслідок високої кратності циркуляції концентрація випареного розчину і суміші вихідного розчину із циркулюючим майже не відрізняються, тому випарений розчин відводиться із нижньої частини сепаратора. В апаратах такого типу використовують трубки внутрішнім діаметром 21 та 32 мм, номінальна поверхня теплопередачі становить 250–630 м<sup>2</sup> [9].

Випарні апарати з винесеною гріючою камерою і співвісно розташованою циркуляційною трубою (див. рис. 11.2 в) забезпечують високі експлуатаційні показники, крім того, гріючі камери тут більш доступні

для чищення і ремонту. Тангенціальне введення парорідинної суміші в сепаратор полегшує відділення сокової пари від крапель розчину. Поверхня теплообміну грючої камери у таких випарних апаратах становить 25-800 м<sup>2</sup> [2, 9].

Технічні характеристики деяких типів випарних апаратів з природною циркуляцією розчину наведені у табл. 11.1.

**Таблиця 11.1 – Технічні характеристики деяких типів випарних апаратів з природною циркуляцією розчину**

Типорозмір апарата	Тип	Виконання	Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	Труби		Діаметр, мм	
				кількість	довжина, L	грючої камери, D <sub>к</sub>	сепаратора, D <sub>с</sub>
121-2855-01	I	2	250	468	5000	1200	2200
121-2855-02			400	780		1600	2800
121-2855-03			630	1250		2000	3400
122-2856-01	II	I	80	195	4000	800	1200
122-2856-02			125	310		1000	1400
122-2856-03			200	468		1200	2000
122-2856-04			250	626		1400	2200
122-2857-01	II	2	50	101	5000	600	1200
122-2857-02			100	195		800	1400
122-2857-03			160	310		1000	1800
122-2857-04			250	468		1200	2000
122-2857-05			315	626		1400	2600
122-2857-06			400	780		1600	2800
122-2857-07			630	1250		2000	3600

### 11.3 Випарні апарати із примусовою циркуляцією розчину

У сучасних великотоннажних установках, призначених для виробництва мінеральних солей і добрив, переважне застосування одержали випарні апарати із примусовою циркуляцією розчину. В основному такі апарати використовують при випарюванні в'язких розчинів та розчинів, що кристалізуються. Розчин, що випарюється, рухається в трубах грючої камери з високою швидкістю (2-3 м/с), що забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі між стінкою і розчином (на рівні 2500– 5000 Вт/(м<sup>2</sup>·К)), практично виключає інкрустацію і солевідкладення на внутрішній поверхні труб, дозволяє вести процес випарювання при меншій різниці температур між паром, що конденсується, і розчином (в інтервалі 5-7°С).

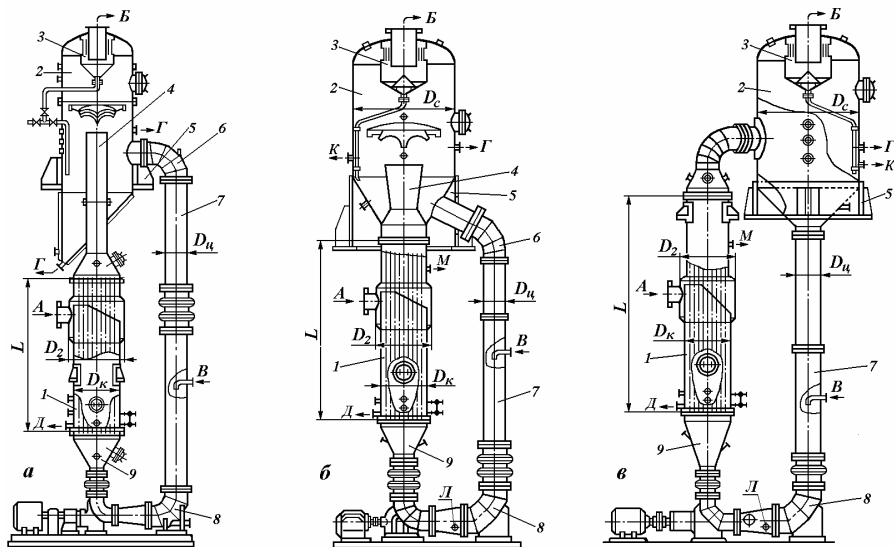
Для організації примусової циркуляції розчину використовують убудовані в апараті мішалки або винесені за межі апарата циркуляційні осьові насоси великої продуктивності (в інтервалі 600–9000 м<sup>3</sup>/г) з малим напором (3,5–6 м вод. ст.).

На рис. 11.3 наведені деякі типи випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину.

В апаратах із примусовою циркуляцією розчину кратність циркуляції становить 150–250, внаслідок цього розчин у кип'ятильних трубках перегрівається всього на 3–5°С, закипання розчину в трубках не відбу-

вається, тож у результаті паровміст розчину невеликий. Кипіння розчину відбувається у винесеній зоні, утвореній за рахунок установки труби закипання над гріючою камерою. Об'ємна напруга парового простору сепараційної камери в апаратах, що працюють при тиску 0,02 – 0,12 МПа, звичайно становить 3000 – 4000 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·г), а при випарюванні концентрованих розчинів її зменшують до 1600 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·г).

Основними недоліками таких випарних апаратів є додаткова витрата енергії на роботу циркуляційного насоса, а також додаткові витрати праці на обслуговування ущільнювальних сальників насосів, що працюють у тяжких умовах.



**Рисунок 11.3 - Сучасні конструкції випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину:**

а – тип III, виконання 1 – із співвісною гріючою камерою і солевідділенням; б – тип III, виконання 2 – із співвісною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння; в – тип IV – із винесеною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння.

Потоки: А – подача гріючої пари; Б – вихід вторинної пари; В – подача розчину; Г – відведення розчину; Д – вихід конденсату; К – відбирання проб; Л – зливання розчину при спорожненні апарата; М – здування газів, що не конденсуються;

1 – гріюча камера; 2 – сепараційна камера; 3 – бризкоуловлювач; 4 – труба закипання; 5 – опора; 6 – коліно; 7 – труба циркуляційна; 8 – насос циркуляційний; 9 – камера нижня

Випарний апарат із співвісно підвішеною гріючою камерою, винесеною трубою закипання та солевідділенням (рис. 11.3 а) використовують для випарювання розчинів, що можуть кристалізуватися, та він дозволяє частково просвітлити циркулюючу суспензію, відокремлюючи у конічній частині солевідділювача частину кристалів, що утворюються

та циркулюють. Зменшення масової частки циркулюючих у розчині кристалів дозволяє знизити солевідкладення в нагрівальних трубках і збільшити міжпромивний пробіг апарата до 30 діб.

В апаратах із співвісною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння (рис. 11.3 а, б) встановлюють гріючі камери з поверхнею теплообміну 25-1250 м<sup>2</sup> і 25-3150 м<sup>2</sup> (для апаратів типу 11.3 б) при довжині кип'ятильних труб в інтервалі 4–9 м.

Випарні апарати з винесеною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння (див. рис. 11.3 в) зручні в експлуатації внаслідок більшої доступності гріючої камери для ремонту і очищення трубок. Крім того, при тангенціальному введенні розчину в сепараційну камеру відбуваються більш повне відділення сокової пари і зменшення бризковинесення в паровий простір. У таких апаратах застосовують гріючі камери з довжиною труб 4–7 м і загальною поверхнею теплопередачі від 25 до 1250 м<sup>2</sup> [2].

Об'ємна напруга парового простору сепараційної камери в апаратах, що працюють при тиску 0,02 – 0,12 МПа, звичайно становить 3000 – 4000 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·г), а при випарюванні концентрованих розчинів її зменшують до 1600 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·г). Основними недоліками таких випарних апаратів є додаткова витрата енергії на роботу циркуляційного насоса, а також додаткові витрати праці на обслуговування ущільнювальних сальників насосів, що працюють у тяжких умовах.

У таблиці 11.2 наведені характеристики деяких типів випарних апаратів з примусовою циркуляцією розчину.

**Таблиця 11.2 – Характеристики деяких типів випарних апаратів з примусовою циркуляцією розчину**

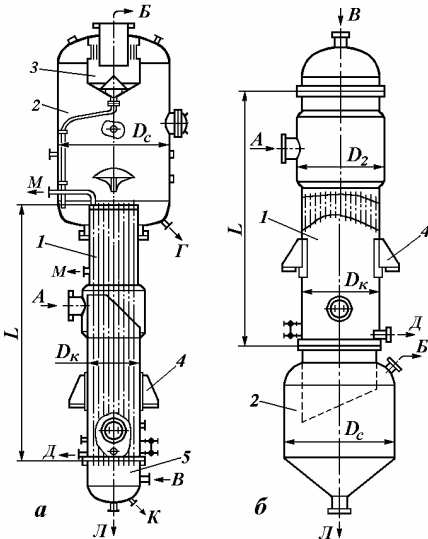
Типорозмір апарата	Тип	Викона-ння	Поверхня теплооб-міну, м <sup>2</sup>	Кількість труб	Діаметр, мм		Насос	
					гріючої камери, D <sub>к</sub>	сепара-тора, D <sub>с</sub>	тип	продук-тивність м <sup>3</sup> /г
126-2858-01	III	1	63	101	600	1600	ОХГ6-30	1180
126-2858-02			125	195	800	2000	ОХГ6-42	2120
126-2858-03			200	310	1000	2600	ОХГ6-42	2120
126-2858-04			315	468	1200	3000	ОХГ6-55	3550
126-2858-05			400	626	1400	3400	ОХГ6-70	6000
126-2859-01	III	2	630	1038	1800	3800	ОХГ6-87	9500
126-2859-02			800	1250	2000	4000	ОХГ6-87	9500
126-2860-01	IV	-	63	101	600	1600	ОХГ6-30	1180
126-2860-02			125	195	800	2000	ОХГ6-42	2120
126-2860-03			200	310	1000	2600	ОХГ6-42	2120
126-2860-04			315	468	1200	3000	ОХГ6-55	3550
126-2860-05			400	626	1400	3400	ОХГ6-70	6000
126-2860-06			500	780	1600	3600	ОХГ6-87	9500

**Примітка.** У всіх апаратах використані труби діаметром 38x2 мм довжиною 6000 мм

## 11.4 Плівкові випарні апарати

Для випарювання розчинів деяких солей до високої концентрації (наприклад, аміачної селітри, сечовини та ін.) широко застосовують плівкові випарні апарати, наведені на рис. 11.4.

У плівкових випарних апаратах розчин рухається вздовж теплообмінної поверхні у вигляді тонкої плівки, внаслідок чого досягаються високі коефіцієнти тепловіддачі, а також відбувається випарювання розчину до високої концентрації за один прохід. Переважно використовують випарні апарати з висхідною та спадаючою плівкою із спіральною або винесеною грюною камерою.



**Рисунок 11.4 - Плівкові випарні апарати:**

а – із висхідною плівкою; б – зі спадаючою плівкою.

Потоки: А – подача грюючої пари; Б – вихід вторинної пари; В – подача початкового розчину; Г – відведення випареного розчину; Д – відведення конденсату; Л – зливання розчину; М – відведення газів, що не конденсуються;

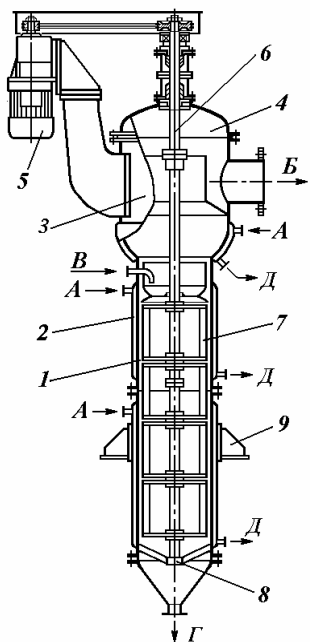
1 – грююча камера; 2 – сепаратор; 3 – бризковідділювач; 4 – лапа-опора; 5 – днище

камерою.

В апаратах з висхідною плівкою (див. рис. 11.4 а) випарюваний розчин заповнює довгі (довжиною 5–9 м) кип'ятильні трубки знизу на 0,2–0,25 їх висоти. При кипінні розчину в трубках утворюється парорідинна суміш, що піднімається вздовж внутрішньої поверхні труб у вигляді висхідної плівки, при цьому розчин випаровується до високої концентрації за один прохід (за відсутності його циркуляції).

Плівкові випарні апарати зі спадною (стікаючою) плівкою можна використовувати для випарювання високов'язких розчинів (див. рис. 11.4 б). Розчин подається під кришку грюючої камери, рівномірно розподіляється у вигляді плівки і випарюється на внутрішній поверхні нагрітих труб, плівка розчину разом із соковою парою відводиться знизу в сепаратор та розділяється. Недоліками трубчастих плівкових випарних апаратів є складність ремонту та чищення кип'ятильних труб, можливість їхньої інкрустації за наявності в розчині твердої фази.

Для випарювання в'язких розчинів, а також розчинів, нестійких до дії високих температур, широко застосовують роторно-плівкові випарні апарати (див. рис. 11.5) [11, 19, 60].



Апарат збирають із окремих секцій, поставлених паровою сорочкою. По центру апарата вмонтований ротор 6 із закріпленими на ньому шарнірними лопатями 7. Ротор приводиться до обертання від електродвигуна 5 через клиноремінну передачу або через редуктор.

**Рисунок 11.5 - Випарний апарат роторно-плівкового типу:**

Потоки: А – подача гріючої пари; Б – відведення вторинної пари; В – подача вихідного розчину; Г – відведення випареного розчину; Д – відведення конденсату;

1 – корпус; 2 – сорочка парова; 3 – сепаратор; 4 – кришка; 5 – електродвигун; 6 – ротор; 7 – лопаті ротора; 8 – опорний підшипник; 9 – лапа - опора

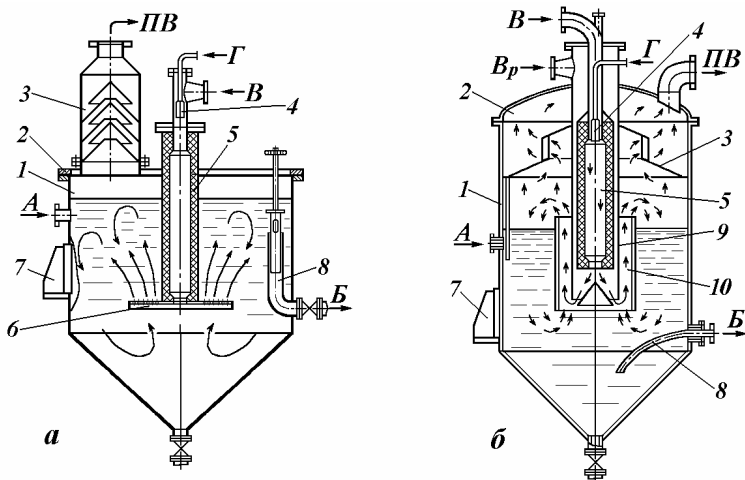
Розчин подається зверху, рівномірно розподіляється на внутрішній поверхні корпуса за допомогою шарнірно закріплених лопатей і у вигляді тонкої плівки випаровується на поверхні корпуса. Лопаті, що обертаються, не тільки дозволяють підтримувати товщину стікаючої плівки розчину, але й очищують поверхню теплопередачі від можливого її пригорання. Випарений розчин відводиться знизу, сокова пара відводиться зверху в конденсатор.

Апарат може працювати під атмосферним тиском або під розрідженням при температурах 40–70°C, основними недоліками апарата є складність конструкції та обмежена поверхня нагрівання (до 25 м<sup>2</sup>).

### 11.5 Випарні апарати заглибного горіння

З метою інтенсифікації процесу випарювання агресивних (розчинів сірчаної, соляної, фосфорної та інших кислот) та солетворних розчинів широко використовують випарні установки заглибного горіння [21, 57]. У таких установках процес теплообміну між розчином і теплоносієм відбувається в результаті безпосереднього контакту диспергованих продуктів згорання газоподібного палива з випарованим розчином. Це дозволяє виключити із випарної установки теплообмінні апарати поверхневого типу, що піддаються інтенсивній корозії.

Можливість випарювання агресивних розчинів і розчинів, що кристалізуються, в установках без застосування теплообмінників поверхневого типу дозволила створити великі промислові установки заглибного горіння великої теплової потужності (до 12·10<sup>6</sup> кВт), що дозволяє випаровувати більш 15000 кг води на годину [57].



**Рисунок 11.6 - Випарні апарати із центральним заглибним пальником:**

а – із природною циркуляцією; б – із організованою циркуляцією розчину.

Потоки: А – подача вихідного розчину; Б – відведення випареного розчину; В – подача повітря; Вр – подача повітря на розбавлення продуктів згорання; Г – подача природного газу на пальник; ПВ – відведення пароповітряної суміші;

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – бризковідділювач; 4 – пальник газовий; 5 – труба заглибна; 6 – барботер; 7 – лапа-опора; 8 – труба відбирання випареного розчину; 9 – труба змішування; 10 – труба циркуляційна

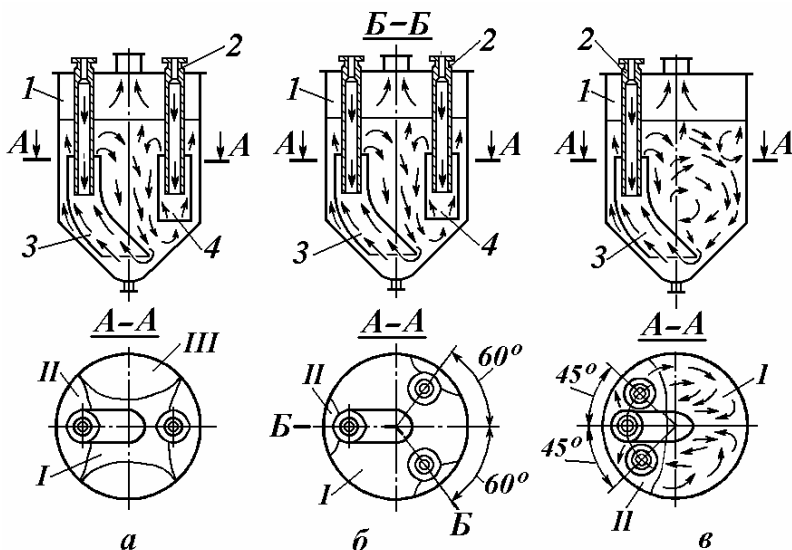
Основним теплогенеруючим пристроєм випарного апарата є газовий або мазутний пальник, розміщений в трубі, футерованій вогнетривким матеріалом і занурений у розчин, що випаровується. При спалюванні палива утворюються димові гази, температуру яких можна регулювати подачею в камеру горіння додаткового повітря та змішування його із продуктами згорання. Гарячі димові гази барботують через розчин, подібною на велику кількість пухирців і утворюють досить розвинену поверхню контакту – теплопередачі, при цьому передане від газів тепло нагріває рідину і випаровує її. Пароповітряна суміш, що утворюється, відводиться в систему конденсації пари. Температура випаровування розчину трохи нижча від температури його кипіння, тому температура газів, що відводяться, близька до температури рідини.

На рис 11.6 показаний пристрій випарних апаратів заглибного горіння з природною та організованою циркуляцією розчину.

У типовому апараті (див. рис. 11.6 а), застосовуваному для випарювання розчинів солей, по центру корпусу 1 на кришці 2 змонтована заглибна труба 5, у якій розміщений газовий пальник 4. У нижній частині заглибної труби, обладнаної ґратчастим барботером 6, проходить рівномірний розподіл димових газів по перетину апарата. Парогазова суміш відводиться із апарата через бризковідділювач 3, суспензія ви-

кристалізованих солей відводиться через нижній патрубок, рівень розчину підтримується за допомогою зливальної труби 8.

При використанні барботера в апараті не забезпечується досить інтенсивна циркуляція розчину в периферійних зонах, тому розроблено апарат із центральною циркуляційною трубою (див. рис. 11.6 б), що забезпечує спрямовану циркуляцію розчину навколо труби 10, часткове захоплення та залучення дрібних частинок у циркуляційні потоки, що сприяє росту і збільшенню кристалів.



**Рисунок 11.7 - Схеми циркуляції розчину в апаратах заглибного горіння:**

а – із двома діаметрально розташованими пальниками; б – із трьома рівномірно розташованими пальниками; в – із трьома зміщеними в один бік пальниками.

I – зона циркуляції, у якій потік розчину спрямований униз; II – зона циркуляції, у якій потік спрямований вгору; III – зона рециркуляції розчину;

1 – корпус апарата; 2 – заглибний пальник; 3, 4 – циркуляційна труба

В УкрНДІХіммаші та НІОХімі розроблені і випробувані випарні апарати із двома і трьома заглибними пальниками, розміщеними в циркуляційних трубах різної довжини. Труби змонтовані на периферії циліндричного апарата і розташовані діаметрально протилежно (див. рис. 11.7 а), рівномірно по колу (рис. 11.7 б) або зі зміщеними в один бік газовими пальниками (рис. 11.7 в). Найбільш рівномірна та ефективна циркуляція розчину досягається при рівномірному розташуванні пальників по колу під кутом  $120^\circ$  (рис. 11.7 б).

Різні способи організації спрямованої циркуляції розчину, а також різні конструкції апаратів заглибного горіння більш докладно викладені у книгах [53, с.232; 57].

Найважливішою проблемою сучасності є утилізація тепла, що викидається в атмосферу з гарячими газами, які відводяться.

Позитивне рішення цієї проблеми досягається за рахунок створення комплексних установок, що дозволяють утилізувати і використовувати низькопотенціальні теплові енергоресурси. Так, створені різні опріснювальні установки для очищення забрудненої, засоленої і морської води, установки для організації тепличного господарства (для підігрівання ґрунту та одержання теплої води), а також установки для одержання холоду та електричної енергії на базі використання циклів пароконденсаторних та абсорбційних холодильних машин [53].

### ***Запитання та вправи для самоконтролю***

- 1 *За якими ознаками класифікують сучасні випарні апарати та установки?*
- 2 *Як улаштований та як працює типовий випарний апарат? Поясніть призначення основних складальних одиниць випарного апарата.*
- 3 *Навіщо потрібна і на яких принципах ґрунтується природна циркуляція розчину у випарних апаратах?*
- 4 *Що таке кратність циркуляції розчину, як вона впливає на процес випарювання і як її можна збільшити?*
- 5 *Як улаштовані і працюють випарні апарати із природною циркуляцією розчину, у чому їх переваги і недоліки?*
- 6 *Як інтенсифікують процес випарювання в апаратах із природною циркуляцією розчину?*
- 7 *Як розміщують гріючу камеру в апаратах із природною циркуляцією розчину, у чому переваги вертикальних гріючих камер?*
- 8 *Як розрахувати поверхню теплообміну гріючої камери ВА?*
- 9 *Як розрахувати об'єм і розміри сепараційної камери ВА?*
- 10 *Як улаштовані і працюють випарні апарати із примусовою циркуляцією розчину, у чому їх переваги і недоліки?*
- 11 *Як підібрати циркуляційний насос для випарного апарата із примусовою циркуляцією розчину?*
- 12 *Як улаштовані і працюють плівкові випарні апарати, у чому полягають їх переваги і недоліки?*
- 13 *Як улаштовані і працюють випарні апарати заглибного горіння?*
- 14 *У яких випадках доцільно використати випарні апарати заглибного горіння, у чому їх переваги і недоліки?*
- 15 *Яким чином можна утилізувати тепло, що відводиться із випарних апаратів заглибного горіння?*

Багато процесів хімічної і газопереробної галузей промисловості протікають при температурах набагато нижчих, ніж температура навколишнього середовища, і в цьому випадку виникає необхідність використати холодильні установки для одержання штучного холоду. Зокрема, до таких установок відносяться повітре- і газорозділюючі установки, установки для скраплення природного газу, водню, гелію та ін.

З подальшим розвитком сучасних технологій значення холодильних установок стає усе більш важливим, особливо у виробництві зріджених газів [9, 14, 50].

### 12.1 Фізичні основи процесів одержання низьких температур

Охолодження будь-якого нагрітого теплоносія супроводжується переносом деякої кількості тепла від більше нагрітого середовища – гарячого теплоносія до менш нагрітого – холодного теплоносія, при цьому гарячий теплоносій, віддаючи тепло, знижує свою температуру, а холодний теплоносій, приймаючи тепло, при цьому нагрівається. Як відзначалося у розділі 1, у виробничих процесах як холодний теплоносій використовують повітря, технічну воду та інші теплоносії, здатні віднімати тепло і прохолоджувати нагріті середовища до температур, близьких до температури навколишнього середовища.

Перенесення тепла від нагрітих тіл до холодних в природі відбувається *мимовільно* у відповідності із другим законом термодинаміки, згідно з яким енергія переходить у певному – *прямому* напрямку з високого температурного рівня на низький, при цьому процес мимовільного перенесення тепла триває доти, поки існує різниця температур між теплоносіями.

Набагато складніше йдуть справи якщо виникає потреба охолодити речовину (робоче тіло) до температур, значно нижчих температури навколишнього середовища. З фізичних позицій перенесення тепла з низького температурного рівня на більш високий температурний рівень повинне відбуватися у *зворотному* напрямку по відношенню до мимовільних процесів. У відповідності із другим законом термодинаміки процес перенесення тепла у *зворотному* напрямку без витрати роботи відбуватися не може, при цьому між виконаною роботою і виробленою енергією існує співвідношення  $1 \text{ кг} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$ .

Охолодження технологічних середовищ до температур значно нижчих температури навколишнього середовища називають *штучним*.

Область температур від температури навколишнього середовища до температури мінус  $100^\circ\text{C}$  називають областю *помірного* охолодження, область температур в інтервалі від мінус  $100^\circ\text{C}$  до мінус  $220^\circ\text{C}$  назива-

ють областю *глибокого* охолодження, область температур нижчих за мінус 220°C називають областю *криогенних* температур [14, 50].

Залежно від необхідного діапазону одержання низьких температур використовують і різні способи штучного охолодження.

У процесах штучного охолодження перенесення тепла від охолоджуваного середовища іншому теплоносієві звично здійснюють такими способами [11, 19, 30, 36]:

- використанням низькокиплячих рідин, які, випаровуючись при низькому тиску, відбирають тепло від охолоджуваних середовищ;
- розширенням стиснених газів, що може бути реалізоване без виконання зовнішньої роботи – у процесі простого дроселювання;
- розширенням стисненого газу зі здійсненням зовнішньої роботи – процес адіабатичного дроселювання;
- розширенням стисненого і попередньо охолодженого газу за допомогою комбінування процесів простого та адіабатного дроселювання.

### 12.2 Термодинамічні основи одержання помірного холоду

В основу роботи сучасних холодильних машин помірного охолодження, що використовують як холодоагенти низькокиплячі рідини, покладений *обернений холодильний цикл*, розроблений французьким фізиком С.Карно в першій половині 19-го століття [19, 50].

Термодинамічним циклом називають такий цикл, у якому робоча речовина після здійснення ряду послідовних процесів повертається в початковий (вихідний) стан.

На рис. 12.1 представлений обернений цикл Карно в діаграмі  $T-S$ .

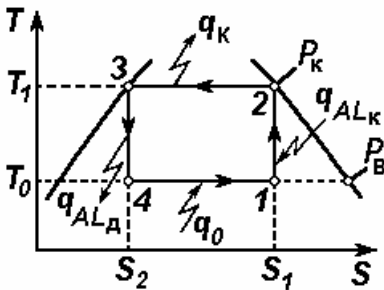


Рисунок 12.1 - Обернений холодильний цикл Карно в координатах діаграми  $T-S$

Обернений холодильний цикл Карно реалізується в області вологої пари холодоагента і складається із двох ізотермічних процесів, що протікають на різних температурних рівнях, та двох адіабатних процесів, що проходять при різних ентропіях середовища.

Ізотермічний процес підведення тепла до холодоагента в кількості  $q_0$  проходить на низькому температурному рівні при температурі  $T_0=Const$  з одночасним випаровуванням рідини (*процес 4-1*). Ізотермічний процес відведення тепла в кількості  $q_k$  проходить на високому температурному рівні при температурі  $T_1=Const$  та супроводжується конденсацією пари (*процес 2-3*). Адіабатний процес підведення енергії (роботи) в систему у кількості  $q_{ALk}$  проходить при адіабатному стисненні газу ( $S_1=Const$ ) від тиску всмоктування пари в компресор  $P_в$  до тиску конденсації  $P_к$  та переході його з низького на високий температурний рівень (*процес 1-2*).

Адіабатний процес відведення енергії в кількості  $q_{ALд}$  проходить при адіабатному розширенні ( $S_2=Const$ ) стиснутого газу від тиску конденсації  $P_k$  до тиску випаровування  $P_e$  (процес 3–4). При адіабатному стисненні газу його температура підвищується від  $T_0$  до  $T_1$ , при адіабатному розширенні його температура знижується від  $T_1$  до  $T_0$ .

З курсу термодинаміки відомо, що параметрами стану речовини є температура, тиск, питомий об'єм та ентропія, при цьому між кількістю підведеного тепла, температурою та ентропією встановлена залежність

$$dq = T \cdot dS, \quad (12.1)$$

де  $T$  – абсолютна температура, К;  $dS$  – зміна ентропії системи.

Кількість тепла, що віднімається при випаровуванні 1 кг холодоагенту на низькому температурному рівні при температурі  $T_0$ , називається *питомою холодопродуктивністю* циклу.

З урахуванням рівняння (12.1) питома холодопродуктивність циклу Карно дорівнює

$$q_0 = T_0(S_1 - S_2) = i_1 - i_4, \quad (12.2)$$

де  $S_2, S_1$  – ентропія робочого тіла наприкінці та на початку процесу відповідно;  $i_1, i_4$  – питомі ентальпії холодоагенту наприкінці і на початку процесу ізотермічного випару рідкої фази відповідно, Дж/кг.

Кількість енергії (роботи), затрачуваної на адіабатне стиснення пари холодоагенту (процес 1–2), визначається за залежністю

$$q_{ALк} = (T_1 - T_0)S_1 = i_2 - i_1, \quad (12.3)$$

де  $i_1, i_2$  – питомі ентальпії холодоагенту на початку та наприкінці процесу адіабатного стиснення парової фази відповідно, Дж/кг.

Кількість теплоти, що передається на високому температурному рівні паровою фазою, що конденсується, середовищу, що отримує тепло, включає енергію, передану на низькому температурному рівні, та енергію, витрачену на виконання роботи стиснення газу, при цьому

$$q_k = q_0 + q_{ALк} = T_0(S_1 - S_2) + (T_1 - T_0)(S_1 - S_2) = (S_1 - S_2)T_1 = i_2 - i_3, \quad (12.4)$$

де  $i_2, i_3$  – питомі ентальпії холодоагенту на початку та наприкінці процесу ізотермічної конденсації вологої парової фази, Дж/кг.

Кількість енергії (роботи), виділюваної в результаті адіабатного розширення газу (процес 3–4), дорівнює

$$q_{ALд} = (T_1 - T_0)S_2 = i_3 - i_4. \quad (12.5)$$

Витрачена в циклі робота визначається як різниця робіт адіабатного стиснення і корисної роботи розширення газу, тобто

$$q_{ц} = q_{ALк} - q_{ALд} = q - q_0 = (i_2 - i_1) - (i_3 - i_4). \quad (12.6)$$

Отже, щоб реалізувати перенесення тепла з низького температурного рівня на високий температурний рівень, потрібно затратити енергію, еквівалентну роботі циклу.

Ефективність холодильного циклу Карно визначається *холодильним коефіцієнтом*, що виражає відношення кількості переданої енергії з

нижчого температурного рівня на вищий температурний рівень на одиницю витраченої роботи, при цьому

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_{AL\kappa}} = \frac{T_0(S_1 - S_2)}{(T_1 - T_0)(S_1 - S_2)} = \frac{T_0}{(T_1 - T_0)} = \frac{(i_1 - i_4)}{(i_2 - i_1)}. \quad (12.7)$$

З рівняння (12.7) видно, що питомі витрати енергії залежать від перепаду температур у циклі на нижньому і верхньому температурних рівнях. У дійсному холодильному циклі холодильний коефіцієнт трохи менше, знайденого за рівнянням (12.7).

### 12.3 Схеми і цикли паракомпресорних холодильних машин

Промислові паракомпресорні холодильні установки працюють за циклом, що відрізняється від теоретичного циклу Карно. Ця відмінність полягає в тому, що цикл відбувається в області вологої та перегрітої пари, у компресорі стиснення вологого пару замінене стисненням сухого пару, після повної конденсації пари використовують переохолодження сконденсованого холодоагенту, а замість адіабатного розширення проводять процес ізоентальпійного дроселювання холодоагенту.

У паракомпресорних холодильних установках як теплоносії, що віддає тепло на низькому температурному рівні, використовують охолоджуване середовище (газову суміш, речовину або холодильний розсіл з низькою температурою замерзання). Як робоче середовище (робоче тіло) в установках використовують низькокиплячу рідину (аміак, хладони (фреони), вуглекислоту, етилен, пропан та ін.). Відповідно до використовуваного робочого тіла холодильні установки називають аміачними, хладоновими, пропановими та ін.

На низькому температурному рівні хладоагент кипить і випаровується під низьким тиском, віднімаючи тепло від охолоджуваної речовини. Орієнтовно приймають, що температура кипіння холодоагенту повинна бути на 5–7°C нижчою кінцевої температури охолоджуваного теплоносія, тим самим температура кипіння холодоагенту в холодильній установці фактично визначає тиск, при якому він випаровується і при якому пара надходить на лінію усмоктування компресора.

В холодильних установках як теплоносії, що приймає тепло від охолоджуваного і конденсованого холодоагенту на верхньому температурному рівні, використовують технічну воду або атмосферне повітря. При використанні води температуру конденсації стисненої пари холодоагенту приймають на 5–7°C вищою від початкової температури води, при використанні повітря температура конденсації вибирається вищою на 10–12°C середньої температури повітря. Отже, вид використовуваного теплоносія в конденсаторі і температура конденсації пари холодоагенту визначають тиск, до якого повинні бути стиснуті в компресорі пари холодоагенту.

**Одноступеневі паракомпресорні холодильні машини** широко використовуються у промисловості та в побуті.

На рис. 12.2 показані принципова схема одноступеневої холодильної установки та відображення циклу в координатах діаграми  $T-S$ .

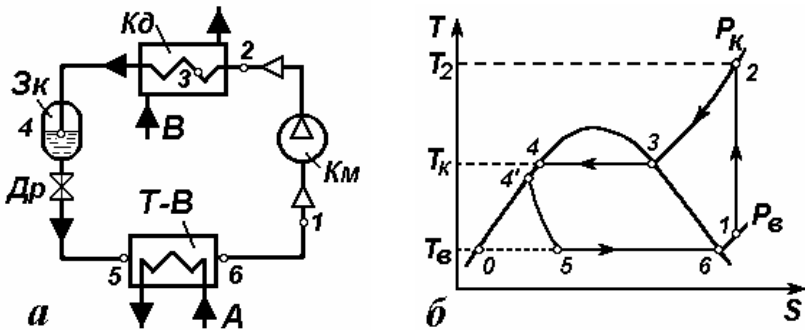


Рисунок 12.2 – Принципова схема парокompресорної одноступеневої холодильної установки (а) і зображення циклу на  $T-S$  діаграмі (б):

Км – компресор; Кд – теплообмінник – конденсатор; Зк – збірник конденсату; Др – дросельний пристрій; Т-В – теплообмінник – випарник; 1 - 6 - вузлові точки процесів

Насичена (або суха перегріта) пара холодоагенту із теплообмінника-випарника  $T-B$  надходить у компресор  $K_m$ , де стискується адиабатично від тиску усмоктування  $P_v$  до тиску конденсації  $P_k$  (процес 1-2), потім стиснута пара за рахунок теплообміну із зовнішнім теплоносієм (водою або повітрям) охолоджується і повністю конденсується в теплообміннику-конденсаторі  $K_d$  (процес 2-3-4). Якщо дозволяє температура теплоносія, то зріджений холодоагент може бути додатково переохолоджений. Переохолодження рідини також може бути досягнуто за рахунок холодної пари холодоагенту, що відходить із випарника і надходить у компресор (за схемою з регенерацією тепла). Сконденсований холодоагент збирається в збірнику рідини  $Z_k$ , потім холодоагент дроселюється від тиску  $P_k$  до тиску  $P_v$ , при цьому частина рідини випаровується (процес 4'-5) і переходить у парову фазу. За рахунок тепла, одержуваного від охолоджуваної речовини, у випарнику  $T-B$  відбувається випаровування холодоагенту (процес 5-6), пари що утворилися, надходять на усмоктування в компресор. Таким чином, завершується повний замкнутий цикл роботи холодильної установки.

Нанесення вузлових точок всіх процесів, що протікають у циклі, на діаграму  $T-S$  (див. рис. 12.2 б) дозволяє зробити тепловий розрахунок холодильної установки та підібрати необхідне обладнання.

Питома холодопродуктивність установки, розрахована на 1 кг циркулюючого в циклі холодоагенту, дорівнює

$$q_o = i_6 - i_5. \quad (12.8)$$

Масова витрата холодоагенту, що циркулює в установці, дорівнює

$$G_x = \frac{Q_o}{q_o}, \quad (12.9)$$

де  $Q_o$  – кількість тепла (*холодопродуктивність установки*), передана від охолоджуваного середовища холодоагенту у теплообміннику– випарнику (теплове навантаження випарника), Вт.

Питомі витрати роботи на стиснення 1 кг пари холодоагенту в компресорі дорівнюють

$$q_{ALk} = i_2 - i_1. \quad (12.10)$$

Об'ємна витрата пари холодоагенту, що надходить в усмоктувальну лінію компресора, дорівнює

$$V_b = \frac{G_x}{v_b}, \quad (12.11)$$

де  $V_b$  – об'ємна витрата пари, м<sup>3</sup>/с;  $v_b$  – питомий об'єм пари холодоагенту при тиску усмоктування, м<sup>3</sup>/кг.

Об'ємна витрата пари на лінії нагнітання компресора дорівнює

$$V_n = \frac{G_x}{v_n}, \quad (12.12)$$

де  $v_n$  – питомий об'єм пари холодоагенту при тиску нагнітання, м<sup>3</sup>/кг.

Теоретична потужність, затрачувана компресором на стиснення пари холодоагенту, дорівнює

$$N_k = G_x \cdot q_{ALk} = G_x (i_2 - i_1). \quad (12.13)$$

Питоме теплове навантаження конденсатора з урахуванням переохолодження холодоагенту дорівнює сумі питомих навантажень для окремих процесів:

$$q_k = (i_2 - i_3) + (i_3 - i_4) + (i_4 - i_4') = i_2 - i_5. \quad (12.14)$$

Повне теплове навантаження конденсатора дорівнює

$$Q_k = G_x \cdot q_k = G_x (i_2 - i_5). \quad (12.15)$$

Масова частка зрідженої фази, що залишилася після дроселювання холодоагенту від тиску  $P_k$  до тиску  $P_6$ , становить

$$n = \frac{(i_6 - i_5)}{(i_6 - i_0)}. \quad (12.16)$$

Повне теплове навантаження випарника щодо холодоагенту дорівнює

$$Q_a = G_x \cdot q_o = G_x (i_6 - i_5). \quad (12.17)$$

Холодильний коефіцієнт циклу дорівнює

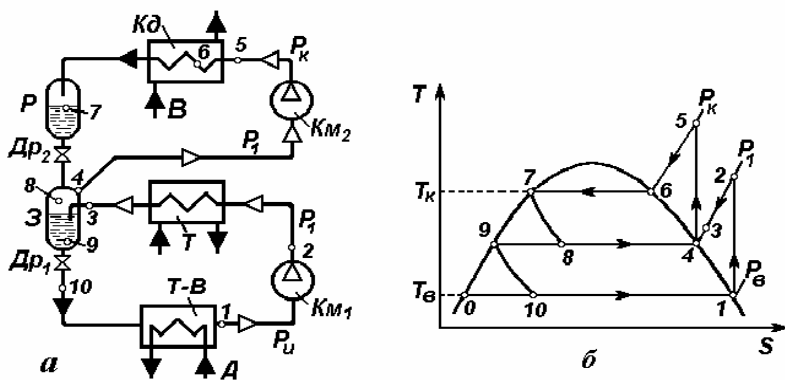
$$\varepsilon = \frac{q_o}{q_{ALk}} = \frac{(i_6 - i_5)}{(i_2 - i_6)}. \quad (12.18)$$

На основі представлених вище залежностей роблять енергетичний розрахунок циклу і вибирають основне технологічне обладнання.

**Холодильна установка і цикл двоступеневого стиснення.** У парокompресорних одноступеневих установках степiнь стискування пари у цилiндрi компресора вiд тиску усмоктування пари  $P_6$  до тиску стиснення (конденсацiї)  $P_K$  обмежена i становить  $P_K/P_6 = (5-8)$ , що фактично обмежує температурний дiапазон використання одноступiн-частих холодильних установок i змушує застосовувати установки багатоступiн-частого стиснення [19, 30, 50].

Зi зменшенням тиску у випарнику та зниженням температури випару знижується питомий об'єм пари холодоагенту, що вимагає пiдвиження витрати енергiї на стиснення пари у компресорi. Крім того, зi збiльшенням вiдношення  $P_K/P_6$  збiльшуються втрати при дроселюваннi рiдини i знижується питома холодопродуктивнiсть циклу. Перехiд до багатоступеневого стиснення дозволяє реалiзувати промiжне мiжступеневе охолодження пари холодоагенту, збiльшити холодопродуктивнiсть установки при одночасному зниженнi витрати енергiї.

На рис. 12.3 показанi схема паракompресорної установки двоступеневого стиснення i зображення циклу в координатах дiаграми  $T-S$ .



**Рисунок 12.3 – Схема холодильної установки двоступеневого стиснення (а) і дiаграма (б) протiкання процесiв у координатах  $T-S$ :**

$T-B$  – випарник першого ступеня;  $KM_1, KM_2$  – перша i друга ступенi стиску компресора;  $T$  – теплообмiнник першого ступеня;  $K_d$  – конденсатор;  $P$  – ресивер; 3 – збiрник рiдини;  $Dr_2, Dr_1$  – дросельний пристрiй другого i першого ступеня; 1 - 10 - вузлові точки процесiв

Насичена пара холодоагенту з випарника першого ступеня  $T-B$  всмоктується в цилiндр компресора першого ступеня  $KM_1$ , стискується в ньому вiд тиску  $P_6$  до тиску  $P_1$  (процес 1-2) i подається в теплообмiнник  $T$ , де охолоджується (процес 2-3). Охолоджена пара надходить у збiрник рiдини 3, змiшується з парою, що утворюється при першому дроселюваннi, сумiш надходить на стиснення у цилiндр другого ступеня компресора  $KM_2$ , де вiдбувається стиснення пари холодоагенту вiд тиску  $P_1$  до тиску конденсацiї  $P_K$  (процес 3-4).

У конденсаторі  $K_o$  відбувається охолодження пари холодоагенту, її конденсація при температурі  $T_k$  (процес 5–6–7). Конденсат, що утворився, відокремлюється в ресивері  $P$ , затим проводиться перше дроселювання рідини від  $P_k$  до  $P_l$  (процес 7–8).

Основна частина зрідженого холодоагенту із проміжної посудини 3 удруге дроселюється до тиску  $P_e$  (процес 9–10) і направляється у випарник першого ступеня  $T-B$ , де випаровується при температурі  $T_e$  (процес 10–1) за рахунок тепла, що на низькому температурному рівні віднімається від охолоджуваного теплоносія.

Холодильні установки двоступеневого стиснення виконуються за різними схемами залежно від способу проміжного міжступінчастого охолодження пари холодоагенту та числа використовуваних випарників.

Тепловий розрахунок двоступеневої холодильної машини незначно відрізняється від розрахунку одноступеневої машини і повинен урахувати зміну об'ємів пари, що надходять на кожний ступінь стиснення залежно від процесів, що протікають у проміжній посудині.

Після нанесення вузлових точок процесів на діаграму  $T - S$  (див. рис. 12.3 б) питома холодопродуктивність циклу для даної установки визначається за залежністю

$$q_o = i_1 - i_{10} . \quad (12.19)$$

Масова витрата пари холодоагенту, що надходить на усмоктування першого ступеня компресора, дорівнює

$$G_{x1} = Q_o / q_o = Q_o / (i_1 - i_{10}) , \quad (12.20)$$

де  $Q_o$  – повна холодопродуктивність установки – теплове навантаження випарника на низькому температурному рівні, Вт.

Масова витрата пари холодоагенту, що надходить на усмоктування другого ступеня компресора, визначається на основі рівняння теплового балансу для проміжної посудини – збірника 3

$$G_{x1} \cdot i_3 + G_{x2} \cdot i_8 = G_{x2} \cdot i_4 + G_{x1} \cdot i_9 ,$$

вирішуючи яке, знаходимо

$$G_{x2} = G_{x1} (i_3 - i_9) / (i_4 - i_8) . \quad (12.21)$$

Теоретична витрата енергії, затрачуваної на стиснення пари холодоагента в першому і другому ступенях компресора, дорівнює

$$N_T = N_1 + N_2 = G_{x1} (i_2 - i_1) + G_{x2} (i_5 - i_4) , \quad (12.22)$$

де  $N_1, N_2$  – витрата енергії на першому і другому ступенях стиснення компресора відповідно, Вт.

Теплове навантаження випарника на низькому температурному рівні

$$Q_e = G_{x1} (i_1 - i_{10}) . \quad (12.23)$$

Теплове навантаження конденсатора на верхньому температурному рівні визначається за формулою

$$Q_k = G_{x2} (i_5 - i_7) . \quad (12.24)$$

Холодильні установки триступеневого стиснення застосовуються в основному для спеціальних цілей, зокрема, для одержання пресованої вуглекислоти - сухого льоду.

### 12.4 Схема і цикл каскадної холодильної установки

Для розширення області охолодження робочої речовини до дуже низьких температур [11, 19, 50] застосовують каскадні холодильні установки, у яких використовують декілька холодоагентів з різними фізико-хімічними властивостями та з різними, що поступово знижуються, критичними температурами.

Особливістю каскадних холодильних установок є те, що вони складені з декількох окремих, послідовно з'єднаних одно- або дво-ступневих холодильних машин, у кожній із котрих застосовані різні холодоагенти, при цьому в машині верхнього каскаду (переважно аміачній) тепло передається в конденсаторі теплоносіям навколишнього середовища (воді або повітрю). Тепло від іншої охолоджуваної речовини (холодоагента нижнього каскаду) з нижчою критичною температурою віднімається у теплообміннику, що одночасно є випарником для холодоагенту верхнього каскаду і конденсатором холодоагенту нижнього каскаду.

На рис. 12.4 подані схема двокаскадної холодильної установки і зображення циклу на суміщеній діаграмі  $T-S$ .

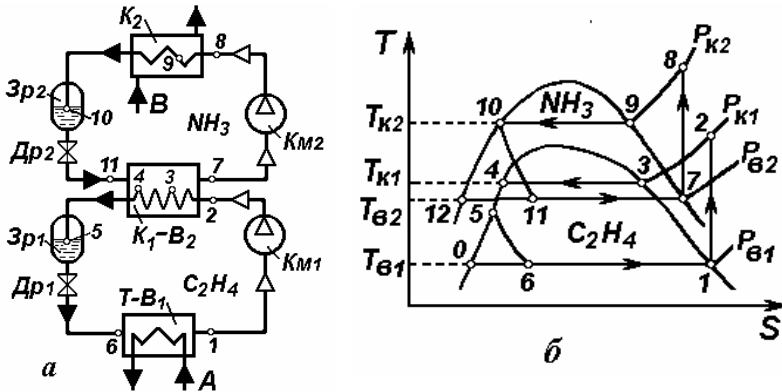


Рисунок 12.4 - Принципова схема двокаскадної холодильної установки (а) і зображення циклу (б) ходу процесів на суміщеній  $T-S$  діаграмі:

Потоки: А – охолоджуване середовище; В – вода (повітря);  $КМ_1$ ,  $КМ_2$  – компресор першого (нижнього) і другого (верхнього) каскаду відповідно;  $Др_1$ ,  $Др_2$  – дросельний вентиль першого і другого каскаду;  $В_1$ ,  $В_2$  – випарник нижнього і верхнього каскаду відповідно;  $К_1$ ,  $К_2$  – конденсатор нижнього і верхнього каскаду відповідно;  $Зр_1$ ,  $Зр_2$  – збірник рідини нижнього і верхнього каскаду; 1 - 12 – вузлові точки процесів

У поданій на рис. 12.4 двокаскадній холодильній установці на верхньому (другому) каскаді циклу використовують аміак, що забезпечує роботу в інтервалі температур від  $+30$  до  $-30^\circ\text{C}$ , а на нижньому (пер-

шому) каскаді циклу застосовують етилен, що забезпечує роботу циклу в інтервалі температур від мінус 20 до мінус 90°C.

У компресорі  $K_{m2}$  стискується пара аміаку (процес 7–8) до тиску конденсації  $P_{K2}=1,2-1,4$  МПа, а потім пара надходить на охолодження і конденсацію в конденсатор  $K_2$ . Конденсатор водяного охолодження забезпечує охолодження і конденсацію аміаку на верхньому каскаді (процес 8-9-10), передаючи тепло воді, при цьому тиск пари аміаку в міжтрубному просторі конденсатора становить  $\sim 1,2$  МПа при температурі конденсації  $+30^\circ\text{C}$ . Зріджений аміак збирається в збірнику-ресивері  $Зр_2$ , потім дроселюється дросельним вентилем  $Др_2$  до тиску випаровування  $P_{B2}=0,12-0,15$  МПа, при цьому тиску зріджений аміак випаровується (процес 11-7) у конденсаторі-випарнику  $K_1-B_2$ .

На холодильній установці нижнього каскаду пара етилену стискується компресором  $K_{m1}$  (процес 1-2), потім охолоджується, конденсується і рідина переохолоджується в трубному просторі конденсатора-випарника  $K_1-B_2$  при температурі мінус  $20^\circ\text{C}$  під тиском  $P_{K1}\sim 2,0$  МПа (процес 2-3-4-5). Конденсат етилену збирається в ресивері  $Зр_1$ , потім дроселюється вентилем  $Др_1$  (процес 5-6) до тиску випаровування  $P_{B1}\approx(0,25-0,3)$  МПа і надходить у випарник нижнього каскаду  $T-B_1$ , де рідина випаровується (процес 6-1) у міжтрубному просторі за рахунок тепла охолоджуваного середовища, при цьому температура випаровування  $T_{B1}$  становить мінус  $(85-90)^\circ\text{C}$ . Мінімальний перепад температур між охолоджуванним середовищем і температурою випаровування холодоагенту у випарнику повинен бути не менше ніж  $5^\circ\text{C}$ .

На рис. 12.4 б зображені цикли аміачних і етиленових холодильних машин на суміщеній діаграмі в координатах  $T-S$ .

Розрахунки теплових навантажень обладнання проводяться для кожного каскаду окремо аналогічно раніше наведеним для одно- та двоступінчастих параконпресорних холодильних установок.

Для зріджування природних газів знайшла застосування трьохкаскадна холодильна машина, у якій послідовно з верхнього до нижнього каскаду використовують пропановий, етановий і метановий цикли [8]. Відома чотирьохкаскадна холодильна установка, що дозволяє одержати на нижньому каскаді температуру мінус  $210^\circ\text{C}$ , у якій від четвертого (верхнього) до першого (нижнього) каскаду послідовно використовують аміак, етилен, метан, азот [50].

Для зріджування водню і гелію використовують п'яти- і шестикаскадні холодильні машини [36, 50].

Загальною особливістю багатокаскадних холодильних машин є те, що конденсатор холодоагенту нижнього (першого) каскаду на низькому температурному рівні служить одночасно випарником для холодоагента вище розміщеного (другого) каскаду на більш високому температурному рівні, конденсатор холодоагенту другого каскаду служить випарником холодоагенту третього каскаду і т.д. з поступовим підвищенням температурних рівнів роботи різних холодоагентів.

Звичайно у каскадних машинах холодоагент верхнього каскаду випаровується у міжтрубному просторі, а холодоагент нижчого каскаду конденсується в трубному просторі у зв'язку з тим, що випаровування холодоагенту верхнього каскаду проходить при меншому тиску, ніж конденсація пари холодоагента нижнього каскаду.

Принципово, каскадний холодильний цикл є найбільш економічним методом зрідження газів, однак при цьому потрібно застосовувати кілька холодоагентів, що ускладнює роботу. Крім того, зростають капітальні витрати на промислові будівлі, спорудження і додаткове обладнання, що стримує використання таких холодильних установок.

### 12.5 Термодинамічні основи одержання глибокого холоду

Для одержання температур нижчих ніж мінус 100°C використовують холодильні цикли, реалізовані в газових холодильних машинах.

Основними методами одержання низьких температур в області глибокого холоду є просте та адиабатичне дроселювання стисненого газу, а також комбінування обох процесів.

Причиною зміни температури при дроселюванні реальних стиснених газів є зміна внутрішньої енергії газу в результаті пере-розподілу сил внутрішньомолекулярної взаємодії [19, 50].

Як відомо, енергія стисненого газу – ентальпія – визначається сумою внутрішньої, кінетичної і потенційної енергій, при цьому [19]

$$i_2 = U_2 + P_2V_2 = u_{n2} + c_vT_2 + P_2V_2, \quad (12.25)$$

де  $i_2$  – ентальпія стисненого газу;  $u_{n2}$  – внутрішня потенційна енергія стисненого газу;  $c_v$  – ізохорна теплоємність газу при температурі  $T_2$ ;  $P_2, V_2$  – тиск і питомий об'єм стисненого газу відповідно.

Якщо стиснений газ переходить в інший стан – дроселюється в результаті деяких процесів, що відбулися в ньому, то його ентальпія зміниться відповідно до рівняння (12.25), при цьому

$$i_1 = U_1 + P_1V_1 = u_{n1} + c_vT_1 + P_1V_1. \quad (12.26)$$

У рівнянні індекс 1 відноситься до параметрів стану газу в нових умовах, що змінилися.

Зміна ентальпії газу пов'язана зі зміною кількості тепла, підведеного в систему або відведеного з неї, при цьому

$$\Delta q = (i_2 - i_1) = c_v(T_2 - T_1) = \Delta u_n - (P_2V_2 - P_1V_1), \quad (12.27)$$

де  $c_v$  – середня ізохорна теплоємність газу в інтервалі температур  $T_2 - T_1$ ;  $\Delta u_n$  – зміна внутрішньої потенційної енергії газу, яка зумовлена зміною міжмолекулярних сил зчеплення,  $\Delta u_n = (u_{n2} - u_{n1})$ .

Рівняння (12.27) відображує фізичну природу термодинамічних і теплових процесів, що відбуваються в реальних газах, з огляду на зміну їхньої теплоємності при зміні температури, а також стисливість реальних газів при різних тисках.

Якщо процес розширення стисненого газу протікає в умовах відсутності теплообміну з навколишнім середовищем, при цьому  $\Delta q = 0$ , і

відповідно  $i_2=i_1$ , то такий процес називають простим (ізоентальпійним) дроселюванням.

Для реальних (стисливих) газів можливі такі варіанти зміни параметрів стану при проведенні процесу дроселювання:

- $P_2V_2 < P_1V_1$ , при цьому права частина рівняння (12.27) стане позитивною, відповідно відбудеться зміна температури та  $T_2 > T_1$ ;
- $P_2V_2 > P_1V_1$ , при цьому якщо  $\Delta u_n > (P_2V_2 - P_1V_1)$ , тоді  $T_2 > T_1$ ;
- $P_2V_2 > P_1V_1$ , причому  $\Delta u_n < (P_2V_2 - P_1V_1)$ , тоді  $T_2 < T_1$ .

У перших двох випадках газ при дроселюванні буде охолоджуватися, в останньому випадку – нагріватися.

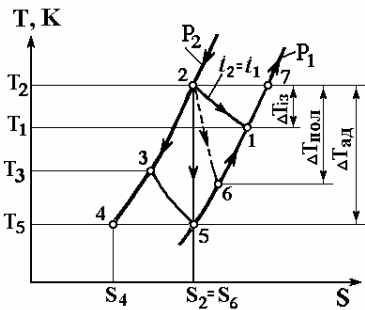
Явище зміни температури реальних газів при їхньому дроселюванні називають дросельним ефектом Джоуля – Томсона [19, 50].

Зміна температури в результаті простого дроселювання реального стисненого газу (без виконання зовнішньої роботи при  $i=Const$ ) називають *інтегральним ефектом дроселювання*.

Ефект дроселювання є *позитивним*, якщо температура газу при цьому знижується, якщо температура газу при дроселюванні підвищується, то ефект дроселювання є *негативним*.

Для більшості реальних газів ефект дроселювання збільшується при підвищенні тиску та зниженні початкової температури стисненого газу. Для деяких газів (водню, гелію) в області температур вищих 100К ефект дроселювання є негативним, і тільки при температурах нижчих 80К він стає позитивним.

**Просте дроселювання стисненого газу.** При простому (ізоентальпійному) дроселюванні стисненого газу як основний механізм використовують дросельний вентиль - пристрій, що дозволяє звужити струмінь газу перед дроселюванням і розширити його після дроселювання при відсутності теплообміну з навколишнім середовищем та без істотної зміни кінетичної енергії газу.



Розглянемо (див. рис. 12.5) хід процесу простого (ізоентальпійного) дроселювання ( $i_2=i_1=Const$ ) стисненого газу в координатах діаграми  $T - S$ .

**Рисунок 12.5 – Зображення процесів простого та адиабатичного дроселювання стисненого газу на діаграмі  $T - S$**

Для процесу простого дроселювання (процес 2-1) інтегральний ефект дроселювання Джоуля – Томсона визначають за залежністю [36, 50]

$$\Delta T_{i_3} = T_2 - T_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_{i=Const} dP. \quad (12.28)$$

Дросельний ефект, виражений у теплових одиницях, називають *ізотермічним* дросельним ефектом, при цьому він представляє собою різницю ентальпій стиснутого і розширеного газу при однаковій температурі. Для показаного на рис. 12.5 процесу простого дроселювання газу (*процес 2-1*) від тиску  $P_2$  з температурою  $T_2$  до тиску  $P_1$  ізотермічний дросельний ефект дорівнює

$$q_{i3} = i_7 - i_2 . \quad (12.29)$$

Між інтегральним та ізотермічним ефектами дроселювання існує така залежність:

$$q_{i3} = c_p \Delta T_{i3} , \quad (12.30)$$

де  $c_p$  – середня (ізобарна) питома теплоємність газу при постійному тиску в інтервалі температур дроселювання.

**Адіабатне дроселювання стисненого газу (з виконанням зовнішньої роботи).** Значно більший інтегральний ефект дроселювання досягається в результаті *адіабатного – ізентропного* ( $S=Const$ ) *розширення* газу (без теплообміну з навколишнім середовищем) у спеціальній розширювальній машині – поршневому або турбінному детандері, тому що при розширенні газу з виконанням зовнішньої роботи частина внутрішньої енергії газу витрачається на виконання роботи.

Для *адіабатного* дроселювання газу (див. рис. 12.5) від тиску  $P_2$  з температурою  $T_2$  до тиску  $P_1$  (*процес 2-5*) з температурою  $T_5$  інтегральний ефект дроселювання визначають за залежністю [50]

$$\Delta T_{ad} = T_2 - T_5 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_{S=Const} dP . \quad (12.31)$$

Ізентропний ефект розширення реального газу з виконанням зовнішньої роботи (без обміну теплом з навколишнім середовищем), виражений у теплових одиницях, дорівнює

$$q_{ад} = (i_2 - i_5) . \quad (12.32)$$

У реальному процесі розширення стисненого газу неможливо повністю виключити теплообмін газу зі стінками розширювальної машини, тому процес розширення відбувається не адіабатно, а здебільшого політропно (*процес 2-6*), при цьому дійсний перепад температур, а також зміна ентальпій дещо менші теоретичних.

Отже, для реального політропного процесу в детандері

$$\Delta T_{пол} = T_2 - T_6 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right) dP , \quad (12.33)$$

$$q_{пол} = (i_2 - i_6) . \quad (12.34)$$

Відношення реально відведеної теплоти (виконаної роботи) у детандері до теоретично можливої кількості теплоти в детандерному процесі при однакових вихідних параметрах системи називають *адіабатичним коефіцієнтом корисної дії* (к.к.д.) детандера

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{q_{\text{пол}}}{q_{\text{ад}}} = \frac{(i_2 - i_6)}{(i_2 - i_5)}. \quad (12.35)$$

При використанні детандера (поршневого або турбінного типу) з відомим к.к.д. корисно виконана робота при розширенні газу відповідне буде дорівнювати

$$q_{\text{пол}} = (i_2 - i_5)\eta_{\text{ад}}. \quad (12.36)$$

Наведені вище формули і розрахункові залежності широко використовують при розрахунках циклів холодильних машин для одержання низьких температур в області глибокого холоду [11, 19, 30, 33, 50].

### 12.6 Холодильні установки і цикли глибокого охолодження

Основними методами одержання низьких температур у холодильних машинах глибокого холоду є ізоентальпійне дроселювання, ізоентропне (адіабатне) дроселювання і комбінування ізоентальпійного та ізоентропного методів дроселювання [19, 50]. Оскільки в багатьох випадках основним завданням використання холодильних машин на газорозділюючих установках є конденсація індивідуальних компонентів газової суміші при низьких температурах, то дросельний ефект Джо-уля – Томсона більш помітно проявляється в області низьких температур і, отже газ або газова суміш, що дроселюються, повинні бути попередньо охоложені.

Тому в промислових установках з використанням глибокого холоду переважно використовують регенеративні цикли, тобто такі цикли, у яких зниження температури при дроселюванні стиснутого газу використовують для його попереднього охолодження. У міру зниження температурного рівня області отримання глибокого холоду холодильний цикл із регенерацією стає усе більш ефективним, тому що дросельний ефект на низькому температурному рівні значно вищий, ніж на високому температурному рівні при однаковому перепаді тисків.

Відома значна кількість різних циклів, використовуваних для зрідження індивідуальних газів і газових сумішей та викладених у спеціальній літературі. Застосовувані цикли розрізняють за тиском – високого, середнього і низького, а також за методами одержання холоду – із простим, адіабатним або комбінованим дроселюванням.

**Простий регенеративний цикл високого тиску.** Уперше регенеративний цикл високого тиску із простим дроселюванням розробив К. Лінде для одержання зрідженого повітря (1895 р.).

На рис. 12.6 представлені принципова схема циклу і зображення процесів у координатах діаграми  $T - S$ .

Очищене повітря надходить у компресор  $KM$  та ізотермічно стискується в ньому до тиску 20 МПа (*процес 1–2*), потім повітря охолоджується при постійному тиску в регенеративному тепло-обміннику  $PT$  до температури, близької до критичної (*процес 2–3*). Далі стиснене повітря ізоентальпічно дроселюється через дросельний вентиль  $Dr$  до атмосфе-

рною тиску (процес 3–4) і надходить у збірник рідини 3р, у якому відокремлюються краплі зрідженого повітря і відводяться як готовий продукт. Парова фаза відводиться в міжтрубний простір регенеративного теплообмінника РТ для охолодження стисненого газу, при цьому дросельований газ, віднімаючи тепло від стисненого газу, нагрівається (процес 5–1) і надходить в усмоктувальну лінію компресора. Для компенсації кількості виведеного із циклу зрідженого повітря в усмоктувальну лінію через вентиль Вр1 подають таку ж кількість очищеного вихідного повітря.

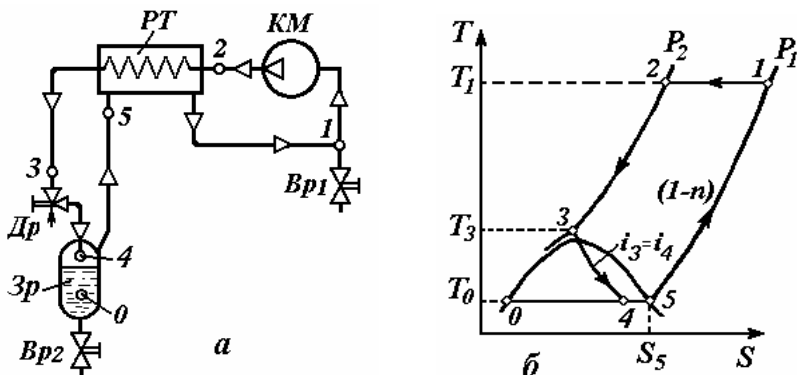


Рисунок 12.6 – Принципова схема циклу Лінде (а) та зображення ходу процесів (б) у координатах діаграми T – S:

КМ – компресор високого тиску; РТ – регенеративний теплообмінник; Вр1, Вр2 – вентиль регулюючий; Др – дросельний вентиль; Зр – збірник зрідженого повітря; 1 – 5 – вузлові точки процесів

Розглянемо параметри роботи циклу Лінде за умови, що частина зрідженого повітря виводиться як готовий продукт.

Позначивши частку зрідженого і виведеного із циклу повітря через  $n$ , а частку газового залишку, що повертається, через  $(1-n)$ , запишемо рівняння теплового балансу циклу відносно ентальпії газу в т.2:

$$1 \cdot i_2 = n \cdot i_o + (1 - n) \cdot i_1,$$

де  $i_o, i_1$  – ентальпія повітря у відповідних вузлових точках, Дж/кг.

Вирішуючи рівняння, знайдемо масову частку зрідженого повітря

$$n = (i_1 - i_2) / (i_1 - i_o). \quad (12.37)$$

Тому що в реальних установках існують теплові втрати, недорекуперація тепла та втрати зі зрідженим продуктом, що відводиться, то дійсний коефіцієнт зрідження повітря становить

$$n_d = \frac{(i_1 - i_2) - \sum q_{\text{в}}}{(i_1 - i_o)}, \quad (12.38)$$

де  $\sum q_{\text{в}}$  – сумарні теплові втрати в циклі, Дж/кг.

В удосконалених циклах Лінде передбачене попереднє охолодження стисненого газу високого тиску за допомогою аміачної холодильної установки, що дозволило підвищити дросельний ефект і зменшити витрату енергії на одержання зріджених газів.

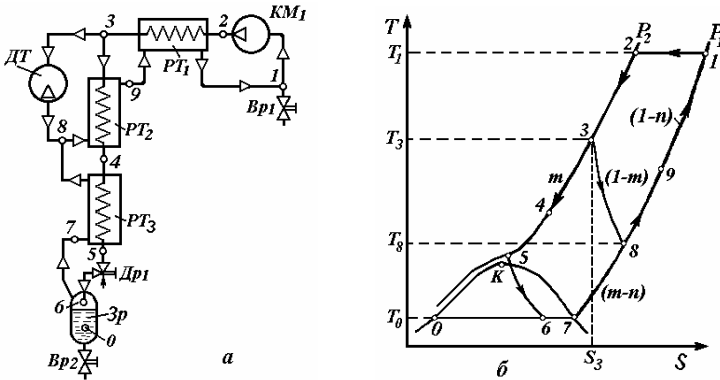
В інших удосконалених циклах Лінде використовують установку із двома тисками і дворазовим дроселюванням стисненого газу, а також із двома тисками, попереднім охолодженням і дворазовим дроселюванням стисненого газу [19, 50].

### 12.7 Цикли, що об'єднують дроселювання і детандування стисненого газу

Значно більше зниження температури газу досягається при детандуванні – адіабатному розширенні стисненого газу в детандерах – машинах, що виконують корисну роботу. Відомо декілька циклів, що відрізняються різним тиском стисненого газу і використанням різного обладнання для попереднього охолодження стисненого газу.

**Цикл середнього тиску з детандером.** Удосконаленням циклу Лінде є установка Клода, у якій застосований компресор середнього тиску (2,5–4,0 МПа), використане попереднє охолодження стисненого газу з наступним розширенням частини газу в детандері. Потік охолодженого газу після детандування використовується в регенеративному теплообміннику для охолодження основного потоку стисненого газу.

Принципова схема циклу Клода та зображення ходу процесів у діаграмі  $T-S$  представлені на рис. 12.7.



**Рисунок 12.7 -** Схема циклу із проміжним охолодженням і детандуванням газу середнього тиску (а) та зображення процесів циклу в  $T-S$  діаграмі (б):  $KM_1$  – компресор середнього тиску;  $DT$  – детандер;  $PT_1$  – проміжний теплообмінник;  $PT_2, PT_3$  – регенеративні теплообмінники;  $Vr_1, Vr_2$  – вентиль регулюючий;  $Dr_1$  – дросельний вентиль;  $Зр$  – збірник зрідженого повітря; 1–9 – вузлові точки процесу

Стиснений у компресорі  $KM_1$  газ (процес 1-2) охолоджується в теплообміннику  $PT_1$  (процес 2-3) зворотними потоками (процес 9-1) газу, а

потім поділяється на два потоки: потік газу у кількості  $m$  кг направляється на подальше охолодження в регенеративні теплообмінники  $PT_2$  і  $PT_3$  (процес 3-4-5), дроселюється (процес 5-6) і надходить у збірник рідини Зр. Незріджена частина повітря надходить у регенеративний теплообмінник  $PT_3$  і нагрівається в ньому (процес 7-8).

Інша частина стисненого газу в кількості  $(1-m)$  кг розширюється в детандері ДТ (процес 3-8), охолоджений газ з'єднується з потоком після теплообмінника  $PT_3$ , суміш газів послідовно проходить теплообмінники  $PT_2$  і  $PT_1$ , охолоджуючи стиснений газ, нагріваючись при цьому (процес 8-9-1). Виведена із системи зріджена частина повітря в кількості  $n$  кг компенсується в т. 1 додаванням очищеного атмосферного повітря.

Теоретична питома холодопродуктивність циклу дорівнює

$$q_0 = (i_1 - i_2) + (1 - m)(i_3 - i_8). \quad (12.39)$$

Дійсна масова частка зрідженого повітря з урахуванням теплових втрат в циклі дорівнює

$$n = \frac{(i_1 - i_2) + (1 - m)(i_3 - i_8) - \sum q_n}{(i_1 - i_0)}, \quad (12.40)$$

де  $\sum q_n$  – сумарні теплові втрати в циклі, Дж/кг.

Цикл середнього тиску з розширенням газу в детандері є найбільш економічним при одержанні зрідженого повітря і дозволяє одержувати до 25% зрідженого повітря від кількості повітря, що надходить у компресор на стискування.

**Регенеративний цикл низького тиску.** Цикл низького тиску (цикл П. Л. Капіці) з ізоентропійним розширенням газу в турбодетандері, розроблений в 1939 р. для виробництва зрідженого повітря.

Принципова схема установки та зображення процесів в координатах діаграми  $T-S$  показані на рис. 12.8.

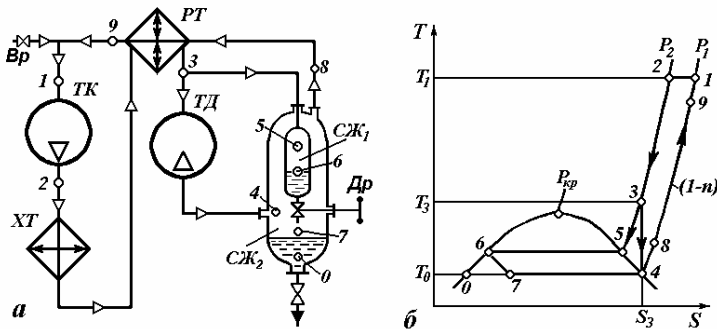


Рисунок 12.8 – Схема циклу низького тиску з розширенням газу в турбодетандері (цикл Капіці) (а) та зображення ходу процесів у діаграмі  $T-S$  (б):

TK – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; PT – регенеративний теплообмінник; ХТ – холодильник – теплообмінник; СЖ<sub>1</sub>, СЖ<sub>2</sub> – збірник рідини; Др – дросельний вентиль; Вр – регулюючий вентиль; 1–9 – вузлові точки процесу

Цикл заснований на використанні стисненого газу низького тиску і одержанні низьких температур за рахунок адіабатного розширення в спеціально розробленому для цих цілей турбодетандері.

Стиснення повітря проводиться в турбокомпресорі до тиску 0,5–0,6 МПа, що виключає забруднення повітря паром мастила і не вимагає спеціальних апаратів для осушування повітря від вологи та очищення від діоксиду вуглецю. Розширення стисненого повітря в турбодетандері з високим к.к.д., що дорівнює 0,8–0,85, дозволяє значно поліпшити енергетичні показники установки [19, 35, 50].

Очищене у газовому фільтрі повітря стискується в турбокомпресорі *ТК* до тиску  $P_2=0,6–0,65$  МПа (*процес 1-2*), охолоджується в холодильнику–теплообміннику *ХТ* та з параметрами, що відповідають *т. 3*, надходить у регенеративний теплообмінник *РТ*. В теплообміннику стиснене повітря охолоджується до температури  $T_3$  (*процес 2-3*) холодним потоком повітря, що надходить зі збірника зрідженого газу *СЖ<sub>2</sub>*, при цьому з повітря при його охолодженні виморожуються пари вологи і домішки діоксиду вуглецю. У *т. 3* потік повітря ділиться на дві частини: 85–90 % від загальної його маси надходить у турбо-детандер *ТД*, де адіабатично розширюється до тиску  $P_1$  (*процес 3-4*), при цьому за рахунок виконання роботи відбувається різке охолодження повітря до температури  $T_0$ . Холодний потік повітря з параметрами *т. 4* надходить у збірник зрідженого газу *СЖ<sub>2</sub>*.

Друга менша частина стиснутого повітря додатково охолоджується і конденсується (*процес 3-5-6*) у зріджувачі–збірнику рідини *СЖ<sub>1</sub>*, з якого зріджений газ вентилем *Др* дроселюється в збірник *СЖ<sub>2</sub>* (*процес 6–7*). Зріджений газ у кількості *n* кг відводиться як готовий продукт, газ, що утворився після дроселювання, змішується з основним потоком детандованого газу і надходить у регенеративний теплообмінник, віднімаючи тепло від охолоджуваного стисненого газу теплою гілкою, при цьому зворотний потік повітря нагрівається (*процес 4-8-9*).

Долю газу, що зріджується, можна розрахувати на основі спільного рішення рівнянь матеріального і теплового балансів.

Питома холодопродуктивність циклу на 1 кг початкового потоку газу, що поступає на стиснення, дорівнює

$$q_0 = (i_1 - i_2) + (1 - m)(i_3 - i_4) . \quad (12.41)$$

При сталому режимі роботи установки енергія, що підводилася в систему в *т. 2*, дорівнює енергії, що відводиться із системи.

При відсутності теплових втрат рівняння теплового балансу має вигляд

$$1 \cdot i_2 = n \cdot i_0 + (1 - n) \cdot i_1 + (1 - m)(i_3 - i_4) . \quad (12.42)$$

Вирішивши рівняння щодо частки зрідженого повітря, одержали

$$n = \frac{(i_1 - i_2) + (1 - m)(i_3 - i_4)}{(i_1 - i_0)} .$$

Приймаючи до уваги к.к.д. детандера і сумарні теплові втрати, практичний вихід зрідженої частки повітря дорівнює

$$n = \frac{(i_1 - i_2) + (1 - m)(i_3 - i_4) \cdot \eta_0 - \sum q_n}{(i_1 - i_0)}, \quad (12.43)$$

де  $i_1, i_2, i_3, i_4$  – ентальпія газу у відповідних вузлових точках;  $m$  – масова частка газу, що відбирається на детандер, звичайно  $m = 0,85 - 0,9$  кг/кг;  $n$  – масова частка зрідженого газу, що відбирається, кг/кг;  $\eta_0$  – коефіцієнт корисної дії детандера;  $\sum q_n$  – сумарні теплові втрати від недорекуперації, а також в навколишнє середовище.

У промисловості для одержання температур глибокого холоду використовують багато різних комбінованих циклів, у тому числі газові холодильні машини, засновані на зворотному циклі Стирлінга [19, 50].

Регенеративний цикл Стирлінга проходить в області надкритичних температур і теоретично складається із двох ізобар і двох адіабат, а також передбачає використання зовнішньої холодильної машини для ізобарного охолодження стисненого газу. Цикл Стирлінга, покладений в основу роботи газової холодильної машини голландської фірми “Філіпс”, складається із двох ізотерм і двох ізохор. При використанні повітря в циклі Стирлінга можна одержувати температури в діапазоні мінус (80–120)°С.

Сучасні цикли, у яких використовують попереднє охолодження стисненого газу із дворазовим дроселюванням на високому і низькому температурному рівнях, а також цикл середнього тиску із розширенням газу в детандері, є найбільш економічними і дозволяють знизити питому витрату енергії до значень 0,64 - 0,77 кВт·г на кг зрідженого повітря [19, 50].

**Задача 12.1.** Потік природного газу під тиском  $P=2,5$  МПа з витратою  $V_0=60000$   $\text{м}^3$  за годину та початковою температурою  $t_{\text{нр}} = 0^\circ\text{C}$  охолоджується до температури  $t_{\text{кр}} = -24^\circ\text{C}$  у випарнику пропанової холодильної установки. Склад поступаючого природного газу такий (% об’єм.): метану ( $\text{CH}_4$ ) – 82,4; етану ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ) – 8,6; пропану ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) – 6,2; бутану ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) – остача. Розрахувати цикл пропанової холодильної установки (ПХУ), визначити поверхню теплопередачі та підібрати теплообмінник – випарник.

### Розв’язання.

**А. Матеріальний і тепловий баланс процесу охолодження природного газу в теплообміннику - випарнику**

1. Визначимо об’ємну витрату початкової газової суміші при робочих умовах процесу (тиску  $P=2,5$  МПа та середній температурі  $t_{\text{ср}}=(t_{\text{нр}}+t_{\text{кр}})/2=(0-24)/2=-12^\circ\text{C}$ )

$$V_{\text{ср}} = V_0 \frac{(273 + t_{\text{ср}})P_0}{273P} = \frac{60000}{3600} \cdot \frac{(273 - 12) \cdot 1,03}{273 \cdot 25} = 0,6565 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Визначимо об’ємну витрату компонентів початкового потоку природного газу (в розрахунку на нормальні умови):

$$\begin{aligned} \text{метану} \quad V_m &= V_0 y_m = (60000/3600) \cdot 0,824 = 13,733 \text{ м}^3/\text{с}; \\ \text{етану} \quad V_e &= V_0 y_e = (60000/3600) \cdot 0,086 = 1,4333 \text{ м}^3/\text{с}; \\ \text{пропану} \quad V_n &= V_0 y_n = (60000/3600) \cdot 0,062 = 1,0333 \text{ м}^3/\text{с}; \\ \text{бутану} \quad V_b &= V_0 y_b = (60000/3600) \cdot 0,028 = 0,4667 \text{ м}^3/\text{с}, \end{aligned}$$

де  $y_m, y_e, y_n, y_b$  – об’ємна частка метану, етану, пропану та бутану відповідно в початковій газовій суміші.

3. Визначимо масову витрату компонентів початкової газової суміші (кг/с):

$$\text{метану} \quad G_m = V_m \rho_{om} = 13,733 \cdot 0,72 = 9,8877 \text{ кг/с};$$

$$\text{етану} \quad G_e = V_e \rho_{oe} = 1,4333 \cdot 1,36 = 1,9493 \text{ кг/с};$$

$$\text{пропану} \quad G_n = V_n \rho_{on} = 1,0333 \cdot 2,02 = 2,0872 \text{ кг/с};$$

$$\text{бутану} \quad G_b = V_b \rho_{ob} = 0,4667 \cdot 2,673 = 1,2475 \text{ кг/с},$$

де  $\rho_{om}, \rho_{oe}, \rho_{on}, \rho_{ob}$  – густина метану, етану, пропану та бутану при нормальних умовах відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

Загальна масова витрата поступаючого потоку газу  $G_{ne} = 15,1717 \text{ кг/с}$ .

Середня густина початкового потоку газової суміші під тиском  $P=2,5 \text{ МПа}$  та при середній температурі  $t_{cn}$  = мінус 12°С дорівнює  $\rho_{cn} = 23,11 \text{ кг/м}^3$ .

4. Визначимо величину теплового навантаження теплообмінника – випарника

$$Q_{ne} = (t_{ne} - t_{kc}) \sum_i^n [G_i \cdot c_i] = (0 - (-24)) [9,8877 \cdot 2230 + 1,9493 \cdot 1730 + 2,0872 \cdot 1870 + 1,2475 \cdot 1920] = 24 \cdot 31,72 \cdot 10^5 = 7,6128 \cdot 10^5 \text{ Вт},$$

де  $G_i$  – масова витрата компонентів газової суміші, кг/с;  $c_i$  – теплоємність компонентів газової суміші, Дж/(кг·К). Із табл. А.2 (див. додатки) знайдено (Дж/(кг·К): для метану  $c_m = 2230$ , для етану  $c_e = 1730$ , для пропану  $c_n = 1870$ , для бутану  $c_b = 1920$ .

З урахуванням теплопритоку іззовні на рівні 5%, розрахункове теплове навантаження теплообмінника – випарника складає  $Q_{mv} = 1,05 \cdot 7,6128 \cdot 10^5 = 7,65 \cdot 10^5 \text{ Вт}$ .

**Б. Визначення параметрів роботи пропанової холодильної установки**

Представимо схему пропанової холодильної установки та виберемо температури випарювання і конденсації пропану в холодильному циклі (див. рис. ).

Як теплоносієм в конденсаторі пропану використовується технічна вода з початковою температурою  $t_b = 20^\circ\text{C}$ .

5. Виберемо тиск та температуру випаровування пропану в теплообміннику – випарнику, при цьому  $t_{en} = t_{кз} - (5 \dots 7)^\circ\text{C} = -24 - 7 = -31^\circ\text{C}$ , де  $t_{кз}$  – кінцева температура газу після охолодження.

За допомогою діаграми Т – S для пропану вибираємо  $t_{en} = -35^\circ\text{C}$  (див. додатки, рис. Б.5), що відповідає тиску при випаровуванні пропану  $P_{en} = 0,14 \text{ МПа}$ .

6. Виберемо тиск та температуру конденсації пари пропану в конденсаторі, при цьому температура конденсації пропану  $t_{cn} = t_{bc} + (5 \dots 7)^\circ\text{C} = 25 + 7 = 32^\circ\text{C}$ , де  $t_{bc}$  – середня температура охолоджуючої води в конденсаторі, прийнята  $t_{bc} = 25^\circ\text{C}$ .

За допомогою діаграми Т–S для пропану вибираємо температуру конденсації пропану  $t_{cn} = 34^\circ\text{C}$  (див. рис. 12.9), що відповідає тиску конденсації пропану  $P_{cn} = 1,2 \text{ МПа}$ . Зріджений в конденсаторі пропан можна переохолодити поступаючою водою до температури  $t_{mn} = 30^\circ\text{C}$ .

Коефіцієнт стиску пропану для даної ПХУ  $\varepsilon_c = P_{cn}/P_{en} = 12/1,4 > 8$ , тому треба вибрати пропановий компресор двоступеневого стиску.

7. Отже, нанесемо на діаграму Т–S для пропану вузлові точки процесу (див. рис. 12.9) та визначимо для них тепловіст (ентальпію), при цьому знайшли:

$$i_1 = 103 \text{ ккал/кг} = 431,6 \text{ кДж/кг};$$

$$i_2 = 118 \text{ ккал/кг} = 494,4 \text{ кДж/кг};$$

$$i_2' = 114 \text{ ккал/кг} = 477,7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_3 = 126 \text{ ккал/кг} = 528 \text{ кДж/кг};$$

$$i_4 = 120 \text{ ккал/кг} = 502,8 \text{ кДж/кг};$$

$$i_5 = 44 \text{ ккал/кг} = 184,4 \text{ кДж/кг};$$

$$i_6 = i_7 = 40 \text{ ккал/кг} = 167,6 \text{ кДж/кг};$$

$$i_8 = i_9 = 25 \text{ ккал/кг} = 104,7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_0 = 5 \text{ ккал/кг} = 21,0 \text{ кДж/кг}.$$

8. Визначимо теплові показники циклу ПХУ:

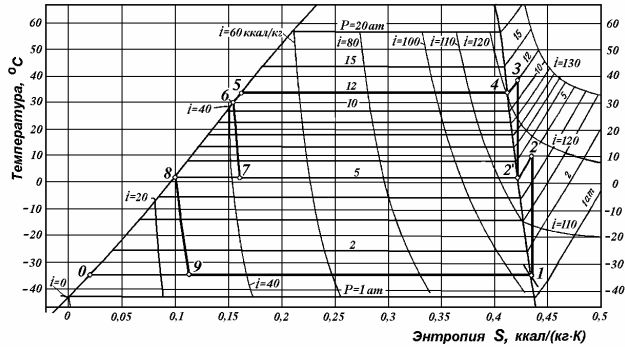
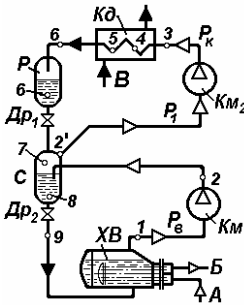
питома холодопродуктивність циклу дорівнює

$$q_o = i_1 - i_9 = 431,6 - 104,7 = 326,9 \text{ кДж/кг};$$

питомі витрати енергії на стиск 1 кг пару пропану в компресорі

$$q_{AL} = q_{AL1} + q_{AL2} = (i_2 - i_1) + (i_3 - i_2') = (494,4 - 431,6) + (528 - 477,7) = 113,1 \text{ кДж/кг};$$

питоме навантаження конденсатора (з урахуванням охолодження пари та переохолодження зрідженого пропану):  $q_k = i_3 - i_6 = 528 - 167,6 = 360,4 \text{ кДж/кг}$ ;  
 холодильний коефіцієнт циклу  $\varepsilon = q_o / q_{AL} = 326,9 / 113,1 = 2,89$ .



**Рисунок 12.9 - Схема двоступеневої пропанової холодильної установки (ПХУ) та відображення процесів роботи установки на діаграмі Т – S:**

А, Б – подача та відведення природного газу; В – подача охолоджуючої води;  
 КМ<sub>1</sub>, КМ<sub>2</sub> – компресор першого та другого ступеня стиску; Кд – конденсатор;  
 ХВ – холодильник – випарник; Р – ресивер; С – збірник зрідженого пропану;  
 1-2-3 – стискування пари пропану; 3-4-5 – конденсація пари та переохолодження пропану;  
 6-7, 8-9 – дрослювання пропану; 9-1 – кипіння та випаровування пропану

9. Визначимо масову витрату пропану в холодильному циклі

$$G_x = Q_o / q_o = 7,65 \cdot 10^5 / 3,269 \cdot 10^5 = 2,34 \text{ кг/с} .$$

10. Визначимо теоретичну та практичну потужність пропанового компресора

$$N_m = G_x q_{AL} = 2,34 \cdot 113,1 = 264,65 \text{ кВт} ,$$

$$N_{np} = N_m / \eta_k = 264,65 / 0,8 = 330,8 \text{ кВт} ,$$

де  $\eta_k$  – кпд пропанового компресора,  $\eta_k = 0,8$ .

11. Визначимо теплове навантаження конденсатора

$$Q_k = q_k G_x = 360,4 \cdot 2,34 = 843,3 \text{ кВт} .$$

### **В. Попередній вибір теплообмінника – випарника ПХУ**

12. В зв'язку з тим, що у теплообміннику-випарнику охолоджується природний газ під тиском  $P = 2,5 \text{ МПа}$ , бажано газ направити у трубний простір, а пропан, що випаровується під тиском  $P_v = 0,12 \text{ МПа}$ , треба направити у міжтрубний простір.

Тому що лімітуючою стадією процесу охолодження газу у випарнику звичайно є коефіцієнт теплопередачі від потоку газу до стінок труб, орієнтовно приймемо коефіцієнт теплопередачі  $k_m = 250 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Середню рушійну силу процесу (середню різницю температур між теплоносіями) визначимо як середню логарифмічну, при цьому

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\sigma} - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_{\sigma} / \Delta t_m) = [((0 - (-35)) - ((-24 - (-35)))) / \ln(35/11) = 20,7^{\circ}\text{C} .$$

Орієнтовна поверхня теплообмінника – випарника складе

$$F_{np} = Q_{ms} / k_m \Delta t_{cp} = 7,65 \cdot 10^5 / 250 \cdot 20,7 = 147,83 \text{ м}^2 .$$

Попередньо виберемо двоходовий випарник з плаваючою голівкою циліндро-конічного типу (ПІ-1) з паровим простором, загальна поверхня  $170 \text{ м}^2$  з одним трубним пучком та трубами діаметром  $25 \times 2,5 \text{ мм}$ , загальне число труб у трубному пучку  $n_{зм} = 362$  шт (див. додатки, табл. ), з числом труб в одному ході  $n_m = 181$  шт.

### **Г. Гідродинамічний і тепловий розрахунок теплообмінника – випарника**

13. Визначимо середню швидкість руху газу в трубках при середній температурі

$$W_{cн2} = V_{cн2} / 0,785 d_a^2 n_m = 0,6565 / 0,785 \cdot 0,02^2 \cdot 181 = 11,55 \text{ м/с} .$$

Визначимо режим течії природного газу у трубах

$$Re_m = W_{cнz} d_6 \rho_{cн} / \mu_{cн} = 11,55 \cdot 0,023 \cdot 11 / 11 \cdot 10^{-6} = 485310,$$

що відповідає розвиненому турбулентному режиму течії газу в трубах.

14. Виберемо критеріальне рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі усередині труб при повздовжньому русі газового потоку (формула 3.27)

$$Nu_z = 0,021 Re_m^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 485310^{0,8} \cdot 1^{0,43} = 743,$$

де  $Pr$  – число Прандтля для газового потоку у трубах, для багатоатомних газів  $Pr = 1,0$ .

15. Коефіцієнт тепловіддачі від потоку газу до внутрішньої поверхні стінок труб

$$\alpha_{nz} = Nu_z \lambda_z / d_6 = 743 \cdot 0,025 / 0,02 = 928,75 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$$

де  $\lambda_z$  – коефіцієнт теплопровідності для газової суміші. Визначений щодо метану, як основного компоненту газової суміші,  $\lambda_z = 0,025 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  (див. додатки, рис. ).

З урахуванням теплового опору забрудненої стінки зі сторони природного газу та теплового опору стінки металеві труби, фактичний коефіцієнт тепловіддачі до поверхні стінки зі сторони охолоджуваного газу складає величину

$$\alpha_{\phi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nz}} + \frac{1}{r_{z'}} + \frac{1}{\delta}} = \frac{1}{\frac{1}{928,75} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{46,5}} = 678 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$$

де  $r_{nz}$  – тепловий опір забрудненої стінки зі сторони природного газу, для пари органічних газів  $r_{nz} = 2900 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$  [33, с.531].

16. Розрахуємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб до пропану, що кипить та випаровується у міжтрубному просторі теплообмінника.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні рідини – пропану у великому об'ємі на поверхні горизонтальних труб використовують формулу (4.62) [33]

$$\alpha = b \left( \frac{\lambda^2 q^2}{\nu \sigma T_{кин}} \right)^{0,33}, \quad ( )$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності пропану при температурі кипіння;  $q$  – питомий тепловий потік,  $q = Q_{m\phi} / F$ ;  $\nu$  – кінематична вязкість зрідженого пропану;  $\sigma$  – поверхневий натяг пропану;  $\Delta T_{кин}$  – рушійна сила процесу,  $\Delta T_{кин} = t_{cz} - T_{кин}$ ;  $T_{кин}$  – температура кипіння пропану.

Коефіцієнт  $b$  розраховано за формулою (4.62a) [33, с.165]

$$b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{2/3} = 0,075 + 0,75 \left( \frac{3,24}{568 - 3,24} \right)^{2/3} = 0,0991,$$

де  $\rho_n$ ,  $\rho_p$  – густина пари та зрідженого пропану при параметрах процесу випарювання відповідно,  $\text{кг/м}^3$ . Для температури кипіння пропану  $T_{кин} = 238 \text{ К}$  знайшли:  $\rho_n = 3,24 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_p = 568 \text{ кг/м}^3$ .

Коефіцієнт теплопровідності пропану  $\lambda = 0,062 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ; кінематична вязкість зрідженого пропану  $\nu = \mu / \rho_p = 0,15 \cdot 10^{-3} / 568 = 2,64 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2\text{/с}$ ; поверхневий натяг для зрідженого пропану  $\sigma = 14,6 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$  [6, с.191].

Рушійна сила процесу  $\Delta T_{кин} = t_{cz} - T_{кин} = -12 - (-35) = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Після підстановки всіх величин у формулу ( ) знайшли

$$\alpha_2 = 0,0991 \left( \frac{0,062^2 \cdot 568}{0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6 \cdot 10^{-3} \cdot 238} \right)^{0,33} q^{0,667} = 1,59 q^{0,667} \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Окрім того, коефіцієнт тепловіддачі для киплячої рідини в залежності від різниці температур між стінкою та киплячою рідиною визначають за формулою ( ), при цьому знайшли

$$\alpha_2 = \frac{b^3 \lambda^2}{\nu \sigma T_{кин}} (t_{cm} - t_{кин})^2 = \frac{0,0991^3 \cdot 0,062^2 \cdot 568}{0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6 \cdot 10^{-3} \cdot 238} (t_{cm} - t_{кин})^2 = 4,077 (\Delta t_2)^2.$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі від киплячого пропану потрібно визначити питоме теплове навантаження на 1 м<sup>2</sup> поверхні теплопередачі, при цьому можна записати рівняння

$$q_n = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_2 \Delta t_2 = 4,077 (\Delta t_2)^3,$$

де  $\Delta t_1, \Delta t_2$  – різниця температур між нагрітим теплоносієм і стінкою та між стінкою і температурою кипіння пропану відповідно,  $\Delta t_1 = (t_{cm} - t_{cm})$ ;  $\Delta t_2 = (t_{cm} - t_{кип})$ .

17. Методом послідовного наближення визначимо питоме теплове навантаження для процесу в залежності від різниці температур між теплоносіями.

З цією метою задамо декілька значень питомого теплового навантаження, різницю температур між гарячим теплоносієм і стінкою, та визначимо відповідні значення коефіцієнту тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія.

Результати розрахунків наведені в табл. 12.1.

**Таблиця 12.1 – Результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для киплячого пропану**

Параметр, одиниці вимірювання	Результати розрахунків за наближеннями				
	1	2	3	4	5
$q_n, \text{Вт/м}^2$ , (вибране)	6000	7000	8000	10000	12000
$\alpha_1, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (визначене)	678	678	678	678	678
$\Delta t_1, ^\circ\text{C}$	8,85	10,32	11,8	14,75	17,7
$t_{ст1} = -12 - \Delta t_1$	-20,85	-22,32	-23,8	-26,75	-29,7
$q_n^{0,667}$ ,	331,1	367,0	401,2	465,58	525,8
$\alpha_2, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (розраховане)	526,53	583,55	637,9	740,27	836,0
$\Delta t_2 = (t_{ст} - t_{кип}) = (\alpha_2/4,189)^{0,5}$	11,21	11,8	12,34	13,3	14,12
$t_{ст2} = -35 + \Delta t_2$	-23,8	-23,2	-22,66	-21,70	-20,88

За результатами розрахунків побудовано графіки  $q_n = f(\Delta t_{cm1}, \Delta t_{cm2})$  (див. рис. 12.10) та знайдено, що питоме теплове навантаження для процесу теплопередачі в цілому

відповідає значенню  $q_n = 7400 \text{ Вт/м}^2$ , при цьому величина коефіцієнта тепловіддачі для киплячого пропану складає  $\alpha_2 = 1,59 \cdot (7400)^{0,667} = 605,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ,  $\Delta t_1 = 10,9^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_2 = 12,1^\circ\text{C}$ , середня температура поверхні стінки  $t_{cm2} = -22,9^\circ\text{C}$ .

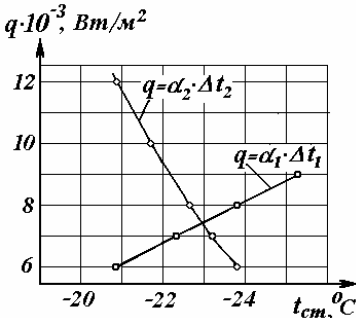


Рисунок 12.10 – Графічне визначення теплового навантаження поверхні  $q_n$  та температури стінки  $t_{cm2}$

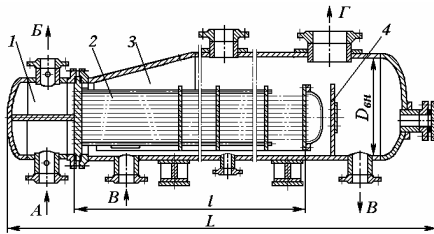
18. Коефіцієнт теплопередачі для процесу визначимо за формулою (7.15)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{эф}} + \frac{1}{r_n} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{1}{\frac{1}{678} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{605,6}} = 288, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де  $r_{cm}$  – тепловий опір забрудненої стінки зі сторони киплячого пропану, для пари холодоагентів  $r_{cm} = 2900 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$  [33, с.531].

Розрахункова поверхня теплопередачі охолоджувача – випарника дорівнює

$$F_p = \frac{Q}{k_m \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{7,65 \cdot 10^5}{288 \cdot 20,7} = 128,3 \text{ м}^2.$$



**Рисунок 12.11 – Схема пропанового охолоджувача – випарника:**  
 А – подача газу; Б – відведення газу;  
 В – подача зрідженого пропану;  
 Г – відведення пари пропану;  
 1 – розподільча камера; 2 – трубка-  
 тка; 3 – корпус; 4 – переливна планка

19. Вибираємо горизонтальний кожухотрубний двоходовий випарник з плаваючою голівкою і конічним днищем типу ПП-1 поверхнею  $F_{\phi} = 170 \text{ м}^2$  (див. рис. 12.11), загальне число труб у пучку  $n_3 = 362$  шт., число труб у одному ході  $n_x = 181$  шт., діаметр труб  $25 \times 2,5$  мм, довжина труб  $l = 6000$  мм, діаметр корпусу  $D_{\text{вн}} = 1600$  мм, загальна довжина апарата  $L = 8800$  мм, умовний тиск у корпусі апарата  $P_{\kappa} = 1,6$  МПа, умовний тиск у трубах  $P_{\text{мп}} = 2,5$  МПа.

Запас поверхні дорівнює  $100 (170 - 128,3) / 128,3 = 32,5 \%$ , що цілком задовольняє.

### **Запитання та вправи для самоконтролю**

- 1 Назвіть області використання низьких температур і методи одержання помірного і глибокого холоду.
- 2 У чому полягає фізична сутність процесів одержання холоду?
- 3 Які параметри стану речовини змінюються в процесах стиснення, охолодження і дроселювання газу, як визначають роботу процесів?
- 4 Нарисуйте схему парокompресійної холодильної установки, зобразіть на  $T - S$  діаграмі цикл роботи одноступеневої установки.
- 5 Запишіть рівняння для розрахунку енергетичного еквівалента роботи процесів компресорної холодильної машини.
- 6 Нарисуйте схему холодильної машини двоступінчастого стиснення газу і зобразіть на  $T - S$  діаграмі цикл роботи установки.
- 7 Нарисуйте схему каскадної холодильної машини і зобразіть на суміщеній  $T - S$  діаграмі цикл роботи каскадної установки.
- 8 Нарисуйте схему установки простого дроселювання газу високого тиску і зобразіть на  $T - S$  діаграмі цикл роботи установки.
- 9 Нарисуйте схему установки адіабатичного дроселювання стисненого газу і зобразіть на  $T - S$  діаграмі цикл роботи установки.
- 10 Запишіть рівняння для розрахунку холодопродуктивності циклу і виходу зрідженого газу в циклі адіабатичного дроселювання.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аппараты воздушного охлаждения специального назначения: Каталог. – М.: ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1979. – 14 с.
2. Аппараты выпарные трубчатые вертикальные: Каталог – справочник. – М.: ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1965. – 69 с.
3. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
4. Боттерил Дж. Теплообмен в псевдооживленном слое /Пер. с англ. – М.: Энергия, 1980. – 344 с.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматгиз, 1963. – 708 с.
6. Врагов А.П. Классифицирующие кристаллизаторы (основы теории и расчет): Учеб. пособ. – Киев: ИСМО, 1998. – 203 с.
7. Врагов А.П. Гідромеханічні процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв: Навчальний посібник. – Суми: Алан – Екс, 2003. – 232 с.
8. Врагов А.П. Процессы и оборудование газоразделительных установок: Учеб. пособ. – Сумы: ИТД «Университетская книга», 2005. – 272 с.
9. Выпарные трубчатые стальные аппараты общего назначения: Каталог. – М.: ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1979. – 24 с.
10. Гельперин Н.И., Айнштейн В.Г., Кваша В.Б. Основы техники псевдооживления. – М.: Химия, 1967. – 664 с.
11. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: В 2-х кн. – М.: Химия, 1981. – 812 с.
12. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – М.: Энергия, 1970. – 423 с.
13. Григорьев В.А. и др. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 256 с.
14. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
15. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
16. Исламов М.Ш. Проектирование и эксплуатация промышленных печей. – Л.: Химия, 1986. – 280 с.
17. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчетов теплообменников. – Киев: Наукова думка, 1979.
18. Каневец Г.Е., Зайцев Н.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. – Киев: Наукова думка, 1985.
19. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1973. – 754 с.
20. Коган В.Б. Теоретические основы процессов химической технологии. – Л.: Химия, 1977. – 592 с.
21. Контактные теплообменники / Е.И. Таубман, В.А. Горнев, В.Л. Мельцер и др. – М.: Химия, 1987. – 256 с.
22. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
23. Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. – М.: Химия, 1966. – 336 с.
24. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – М.; Л.: Энергия, 1959. – 414 с.
25. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
26. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – 3-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 1986. – 448 с.
27. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1970.
28. Лесохин Е.И., Рашковский П.В. Теплообменники – конденсаторы в процессах химической технологии: Моделирование, расчет, управление. – Л.: Химия, 1990.
29. Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.В. Теплообменная аппаратура химических производств (инженерные методы расчета) / Под ред. П.Г. Романкова и М.И. Курочкиной. – Л.: Химия, 1976. – 368 с.
30. Машины и аппараты химических производств. / И.И.Чернобыльский, А.Г.Бондарь, Б.А.Гаевский и др.; Под ред. И.И. Чернобыльского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 456 с.

31. Машины и аппараты химических производств: Учеб. для вузов по специальности "Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов" / И.И. Поникаров, О.А. Перельгин, В.Н. Доронин, М.Г. Гайнуллин. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
32. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 342 с.
33. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учеб. пособие для вузов. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
34. Перри Дж. Справочник инженера – химика / Пер. с англ.; Под ред. Н.М. Жаворонкова, П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1969. – Т.1. – 504 с.
35. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. – 5-е изд. – М.: Химия, 1968. – 848 с.
36. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1987. – 540 с.
37. Псевдоожигение / Под ред. И.Ф. Дэвидсона и Д. Харрисона; Пер. с англ. – М.: Химия, 1974. – 728 с.
38. Псевдоожигение / В.Г. Айнштейн, А.П. Баскаков, Б.В. Берг и др. – М.: Химия, 1991. – 400 с.
39. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Г.Г. Рабинович и др.; Под ред. Е.Н. Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1979. – 568 с.
40. Расчеты аппаратов кипящего слоя: Справочник / Под ред. И.П. Мухленова, Б.С. Сажина, В.Ф. Фролова. – Л.: Химия, 1986. – 352 с.
41. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие / Пер. с англ. под ред. Б.И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
42. Романков П.Г., Курочкина М.И. Гидромеханические процессы химической технологии. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 288 с.
43. Романков П.Г., Рашковская Н.Б. Сушка во взвешенном состоянии. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1979. – 271 с.
44. Романков П.Г., Фролов В.Ф. Теплообменные процессы химической технологии. – Л.: Химия, 1982. – 288 с.
45. Скобло А.И., Трегубова И.А., Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1982. – 584 с.
46. Справочник по теплообменникам: В 2 т. / Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.2. – 352 с.
47. Справочник химика / Под ред. Б.Н. Никольского. – 3-е изд., испр. – Л.: Химия, 1971. – Т. 1. – 1072 с.
48. Справочник химика / Под ред. Б.Н. Никольского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.; Л.: Химия, 1964. – Т. 3. – 1008 с.
49. Справочник химика / Под ред. Б.Н. Никольского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.; Л.: Химия, 1966. – Т. 5. – С. 349 – 802.
50. Справочник по физико-техническим основам криогеники. – 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. проф. М.П. Малкова. – М.: Энергия, 1973. – 392 с.
51. Стандартизованные аппараты воздушного охлаждения общего назначения: Каталог. – Изд. 2-е, исправ. и доп. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1979. – 24 с.
52. Стандартизованные кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего назначения: Каталог. – Изд. 3-е, исправ. и доп. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1982. – 33 с.
53. Таубман Е.И. Выпаривание. – М.: Химия, 1982. – 328 с.
54. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986.
55. Теплотехнический справочник. – Изд. 2-е, перераб. / Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – Т.1. – 744 с.
56. Годес О.М., Цитович О.Б. Аппараты с кипящим зернистым слоем: Гидравлические и тепловые основы работы. – Л.: Химия, 1981. – 296 с.
57. Удыма П.Г. Аппараты с погружными горелками. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
58. Унифицированные кожухотрубчатые теплообменные аппараты специального назначения: Каталог. – Изд. 3-е, исправ. и доп. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1987. – 27 с.
59. Циборовский Я. Процессы химической технологии. / Пер. с польск. – М.; Л.: Госхимиздат, 1958. – 932 с.
60. Чернобыльский Й.И. Випарні установки: Основи теорії і розрахунку. – Київ: Вища школа, 1970. – 242 с.
61. Шаповалов Ю.Н., Шеин В.С. Машины и аппараты общехимического назначения: Учеб. пособие. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981. – 304 с.

*Навчальне видання*

**Врагов** Анатолій Петрович

**Теплообмінні процеси та обладнання  
хімічних і газо- нафтопереробних виробництв**

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету  
як навчальний посібник для студентів, що навчаються за спеціальністю  
“Обладнання хімічних виробництв  
та підприємств будівельних матеріалів”

Відповідальний редактор  
Редактори:  
Комп’ютерна верстка

С. М. Симоненко  
Н. В. Лисогуб, Т. Г. Чернишова  
К. Т. Добровольської

Підп. до друку .02.2006.  
Ум. друк. арк. 15,00.  
Вид. №  
Умовн. фарбовідб.

Формат 60x84/16.  
Обл.-вид. арк.  
Замовл. №  
Папір офсетний.

Гарнітура Times.  
Друк офсетний.  
Наклад 500 прим.

Видавництво Сумського державного університету.  
Р.с. №34 від 11.04.2000 р.  
40007, м. Суми, вул. Римського - Корсакова, 2  
Друкарня Сумду. 40007, м. Суми, вул. Римського - Корсакова, 2

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Інженерний факультет  
Кафедра процесів та обладнання хімічних  
і нафтопереробних виробництв**

До друку та у світ  
дозволяю на підставі  
“Єдиних правил”,  
п. 2.6.14  
Перший проректор

М. І. Волков

**ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ  
ХІМІЧНИХ І НАФТОПЕРЕРОБНИХ  
ВИРОБНИЦТВ**

Всі цитати, цифровий  
та фактичний матеріал,  
бібліографічні відомості  
перевірені, запис одиниць  
відповідає стандартам

Автор

А. П. Врагов

Відповідальний за випуск  
Декан інженерного факультету

В. І. Склабінський  
А. О. Євтушенко

Суми Вид-во СумДУ 2006

## *ДОДАТКИ*

## СПИСОК ДОДАТКІВ

1. Таблиця А.1 – Співвідношення одиниць вимірювання в СІ з одиницями інших систем .....	233
2. Таблиця А.2 – Основні фізико-хімічні властивості деяких газів і пари речовин при нормальних умовах .....	234
3. Таблиця А.3 – Густина рідин і водних розчинів залежно від температури .....	236
4. Таблиця А.4 – Питома теплоємність рідин і водних розчинів залежно від температури .....	237
5. Таблиця А.5 – Динамічні коефіцієнти в'язкості рідин і водних розчинів залежно від температури .....	238
6. Таблиця А.6 – Коефіцієнти об'ємного розширення деяких рідин .....	240
7. Таблиця А.7 – Теплофізичні властивості деяких зріджених холодоагентів .....	240
8. Таблиця А.8 – Середні орієнтовні значення термічного опору забрудненої стінки щодо деяких теплоносіїв .....	240
9. Таблиця А.9 – Фізичні властивості води на лінії насичення .....	241
10. Таблиця А.10 – Температура кипіння та теплофазових перетворень деяких рідин при атмосферному тиску .....	241
11. Таблиця А.11 – Теплота пароутворення рідин залежно від температури .....	242
12. Таблиця А.12 – Питома теплота розчинення деяких солей у воді .....	242
13. Таблиця А.13 – Фізичні властивості насиченої водяної пари залежно від тиску .....	242
14. Таблиця А.14 – Температура кипіння водних розчинів залежно від концентрації при атмосферному тиску .....	244
15. Рисунок Б.1 – Коефіцієнти теплопровідності деяких рідин .....	245
16. Рисунок Б.2 – Номограма для визначення коефіцієнта теплопровідності газів та пари деяких речовин .....	246
17. Рисунок Б.3 – Номограма для визначення в'язкості газів та пари деяких рідин .....	247
18. Рисунок Б.4 – Температурно-ентропійна діаграма T – S для аміака .....	248
19. Рисунок Б.5 – Температурно-ентропійна діаграма T – S для пропану .....	249
20. Таблиця Б.1 – Кожухотрубні теплообмінники жорсткого або напівжорсткого типу .....	250
21. Таблиця Б.2 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників з плаваючою голівкою .....	252
22. Таблиця Б.3 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників з U-подібними трубками .....	253
23. Таблиця Б.4 – Основні параметри та розміри випарників з паровим простором .....	254
24. Таблиця Б.5 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників нежорсткого типу з хвилястим (сильфонним) компенсатором .....	255

## ДОДАТОК А (інформаційний)

**Таблиця А.1– Співвідношення одиниць вимірювання в СІ з одиницями інших систем**

Величина	Одиниця вимірювання в СІ	Співвідношення між одиницями вимірювання інших систем та одиницями СІ
Довжина	м	мкм = $10^{-6}$ м
Маса	кг	т = 1000 кг ц = 100 кг
Температура	К	$t^{\circ}\text{C} = (t + 273,15)\text{K}$
Вага (сила тяжіння)	Н	1 кг = 9,81 Н 1 стен = $10^3$ Н
В'язкості коефіцієнт динамічний	Па·с = Нс/м <sup>2</sup>	1 пз = 1 дин·с/см <sup>2</sup> = 0,1 Па·с $1 \text{ сП} = \frac{1}{9810} \cdot \frac{\text{кг}\cdot\text{с}}{\text{м}^2} = 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} = 1 \text{ мПа}\cdot\text{с}$
Тиск	Па = Н/м <sup>2</sup>	1 бар = $10^5$ Па 1 кгс/см <sup>2</sup> = 1 ат = $9,81 \cdot 10^4$ Па = 735,6 мм рт.ст. = 0,098 МПа 1 кгс/м <sup>2</sup> = 9,81 Па 1 мм вод. ст. = 9,81 Па 1 мм рт. ст. = 133,3 Па
Потужність	Вт	1 кгс·м/с = 9,81 Дж/с = 9,81 Вт ккал/г = 1,163 Вт
Об'єм	м <sup>3</sup>	1 л = 1 дм <sup>3</sup> = $1 \cdot 10^{-3}$ м <sup>3</sup>
Об'єм питомий	м <sup>3</sup> /кг	$1 \text{ м}^3/\text{т} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ $1 \text{ дм}^3/\text{кг} = 1 \text{ см}^3/\text{г} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$
Густина (щільність)	кг/м <sup>3</sup>	$1 \text{ т}/\text{м}^3 = 1 \text{ кг}/\text{дм}^3 = 1 \text{ г}/\text{см}^3 = 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$ $1 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4 = 9,81 \text{ кг}/\text{м}^3$
Робота, енергія, кількість теплоти	Дж	1 кгс·м = 9,81 Дж 1 кВт·год = $3,6 \cdot 10^6$ Дж ккал = $4,1868 \cdot 10^3$ Дж = 4,19 кДж
Витрата об'ємна	м <sup>3</sup> /с	1 л/хв = $16,67 \cdot 10^{-6}$ м <sup>3</sup> /с
Теплоємність питома масова	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°C) = 4,19 кДж/(кг·К)
Тепловіддачі коефіцієнт, теплопередачі коефіцієнт	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·°C) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Теплопровідності коефіцієнт	Вт/(м·К)	ккал/(м·ч·°C) = 1,163 Вт/(м·К)
Теплота фазового перетворення	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Ентальпія питома	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Ентропія питома	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°C) = 4,19 кДж/(кг·К)

**Таблиця А.2 – Основні фізико-хімічні властивості  
деяких газів і пари речовин при нормальних умовах  
( $T_0=273\text{ К}$ ,  $P_0=101,3\text{ кПа}=760\text{ мм рт. ст.}$ )**

Порядковий номер	Газ	Формула	Молекулярна маса, кг/кмоль	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома теплоємність, кДж/(кг·К)	
					$c_p$	$c_v$
1	Азот	N <sub>2</sub>	28,02	1,25	1,04	0,745
2	Аміак	NH <sub>3</sub>	17,03	1,771	2,24	1,67
3	Аргон	Ar	39,94	1,782	0,53	0,32
4	Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26,04	1,171	1,68	1,35
5	Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	58,1	2,59	1,566	-
6	Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,11	-	1,25	1,14
7	<i>n</i> -Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,12	2,673	1,91	1,73
8	Бутилен	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,12	2,5	1,53	-
9	Водень	H <sub>2</sub>	2,016	0,090	1,42	1,01
10	Повітря	-	28,95	1,293	1,01	0,72
11	<i>n</i> -Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,2	3,84	1,66	1,53
12	Гелій	He	4,0	0,179	5,28	3,18
13	Гептан	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,2	4,46	1,66	-
14	Діоксид азоту	NO <sub>2</sub>	46,0	-	0,804	0,62
15	Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	64,1	2,93	0,633	0,503
16	Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	44,0	1,98	0,838	0,654
17	Кисень	O <sub>2</sub>	32,0	1,429	0,913	0,654
18	Метан	CH <sub>4</sub>	16,0	0,72	2,23	1,70
19	Метиловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	32,04	1,426	1,62*	1,35*
20	Оксид вуглецю	CO	28,0	1,25	1,05	0,754
21	<i>n</i> -Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,2	-	1,72	1,58
22	Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1	2,02	1,87	1,65
23	Пропілен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,1	1,91	1,63	1,44
24	Сірководень	H <sub>2</sub> S	34,1	1,54	1,06	0,804
25	Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	76,1	3,39	0,67	0,563
26	Хлор	Cl <sub>2</sub>	70,9	3,22	0,482	0,355
27	Хлористий водень	HCl	36,45	1,64	0,78	0,556
28	Фтор	F <sub>2</sub>	38,0	1,695	0,83	0,60
29	Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,1	1,36	1,73	1,45
30	Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,1	1,26	1,53	1,26
31	Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46,1	2,043	1,61*	1,49*
32	Етиловий ефір	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	74,12	3,31	1,59*	-

Примітка \* - параметри визначені при температурі кипіння рідини

Продовження табл. А.2

Критичні точки		Температура кипіння, $T_{\text{кип}}, ^\circ\text{C}$	Теплота пароутвор., $\Gamma_{\text{вип}}, \text{кДж/кг}$	В'язкість при $0^\circ\text{C}$ і $P_{\text{абс}}=1 \text{ ат}, \mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	Константа С в рівнянні ( )	Порядковий номер
$T_{\text{кр}}, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{кр}}, \text{ат}$					
-147,1	33,8	-195,8	200	17,0	114	1
132,4	112,7	-33,4	1370	9,18	626	2
-122,4	48,5	-185,9	163	20,9	142	3
35,7	62	-83,66	392,6	9,35	198	4
235,5	47	56	565,7	6,6	198,2	5
288,5	48,3	80,2	393	7,2	-	6
152	37,8	-0,5	386	8,1	377	7
146,4	39,7	-6,3	407	7,2	-	8
-239,9	12,9	-252,7	454	8,42	73	9
-140,7	37,6	-195	196,3	17,3	124	10
234,7	30,2	68,7	378	6,1	295	11
-268	2,26	-268,9	19,5	18,8	78	12
266,9	27	98,4	375	5,65	297	13
158,2	100	21,2	712	17,5	-	14
157,5	77,8	-10,8	394	11,7	396	15
31,1	72,9	-78,2	574	13,7	254	16
-118,8	49,7	-183,0	213	20,3	131	17
-82,5	45,6	-161,6	511	10,3	162	18
240	81,1	64,5	1100	11,4*	-	19
-140,2	34,5	-191,5	212	16,6	100	20
197,1	33,0	36,1	360	8,7	-	21
96,8	43,0	-42,1	427	7,9	278	22
91,9	45,4	-47,7	440	8,35	362	23
100,4	90,1	-60,2	549	11,66	331	24
279	78,8	46,3	374,6	8,9	499	25
144,0	76,1	-33,8	306	12,3	351	26
51,4	82,7	-85,0	443,7	13,3	360	27
-101	56,8	-188	172	22,5	-	28
32,1	48,8	-88,5	486	8,5	252	29
9,7	51,6	-103,7	482	9,4	225	30
243,1	63,7	78,3	921,8*	11,3*	407	31
193,8	36,8	34,5	350*	9,0*	-	32

**Таблиця А.3 - Густина рідин і водних розчинів залежно від температури**

Речовина	Густина (кг/м <sup>3</sup> ) при температурі °С						
	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота, 100%	1547	1513	1478	1443	1408	1373	1338
“ – “ “ – “, 50%	1334	1310	1287	1263	1238	1212	1186
Аміак рідкий	639	610	580	545	510	462	390
Аміачна вода, 25%	918	907	897	887	876	866	856
Анілін	1039	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон	813	791	768	746	719	693	665
Бензин	767	751	735	717	699	681	665
Бензол	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловий спирт	824	810	795	781	766	751	735
Вода	1000	998	992	983	972	958	943
Гас освітлювальний	830	819	808	795	781	766	751
Гексан	677	660	641	622	602	581	559
Гліцерин, 50% розчин	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Діетиленгліколь (ДЕГ)	1130	1120	1100	1092	1074	1060	1046
Діетиловий ефір	736	714	689	666	640	611	576
Діхлоретан	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Етилацетат	924	901	876	851	825	797	768
Етиловий спирт, 100%	806	789	772	754	735	716	693
“ – “ “ – “, 60%	904	891	878	864	849	835	820
“ – “ “ – “, 40%	947	935	923	910	897	885	872
Ізопропиловий спирт	801	785	768	752	735	718	700
Кальцій хлорид, 20% розчин	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
m-Ксилол	882	865	847	831	796	796	77
Метиловий спирт, 100%	810	792	774	756	736	714	–
“ – “ “ – “, 40%	946	935	924	913	902	891	880
Мурашина кислота	1244	1220	1195	1171	1147	1121	1096
Натр ідкий, 50% розчин	1540	1525	1511	1497	1483	1469	1454
“ – “ “ – “, 40% розчин	1443	1430	1416	1403	1389	1375	1360
“ – “ “ – “, 30% розчин	1340	1328	1316	1303	1289	1276	1261
“ – “ “ – “, 20% розчин	1230	1219	1208	1196	1183	1170	1155
Натрій хлорид, 20% розчин	1157	1148	1139	1130	1120	1110	1100
Нітробензол	1223	1203	1183	1163	1143	1123	1103
Пропиловий спирт	819	804	788	770	752	733	711
Сірчана кислота, 98%	1857	1837	1817	1798	1779	1761	1742
“ – “ “ – “, 75%	1689	1669	1650	1632	1614	1597	1580
“ – “ “ – “, 60%	1515	1498	1482	1466	1450	1434	1418
Сірковуглець	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляна кислота, 30%	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	884	866	847	828	808	788	766
Оцтова кислота, 100%	1072	1048	1027	1004	981	958	922
“ – “ “ – “, 50%	1074	1058	1042	1026	1010	994	978
Хлорбензол	1128	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ	1526	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Чотиріхлористий вуглець	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390

**Таблиця А.4 - Питома теплоємність рідин і водних розчинів  
залежно від температури**

Речовина	Теплоємність (Дж/(кг·К)) при температурі °С						
	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота, 100%	1751	1760	1781	1802	1823	1844	1864
“ – “ “ – “, 50%	2795	2849	2904	2975	3058	3100	3184
Аміак рідкий	4609	4735	4860	5112	5447	5740	6201
Аміачна вода, 25% розчин	4316	4316	4358	4441	4525	4609	4735
Анілін	1998	2040	2086	2128	2174	2216	2262
Ацетон	2116	2179	2242	2304	2371	2434	2497
Бензол	1634	1730	1827	1927	2024	2120	2178
Бутиловий спирт	2107	2325	2543	2765	2983	3205	3423
Вода	4232	4186	4182	4190	4190	4232	4274
Гексан	2246	2246	2246	2246	2246	2246	2246
Гліцерин, 50% розчин	3562	3562	3520	3520	-	-	-
Діхлоретан	1060	1148	1240	1328	1420	1512	1600
Етилацетат	1848	1919	1990	2066	2137	2208	2279
Етиловий ефір	2212	2267	2409	2652	2891	3130	3364
Етиловий спирт, 100%	2292	2484	2715	2966	3222	3515	3808
“ – “ “ – “, 60%	3058	3142	3310	3478	3603	3771	3980
“ – “ “ – “, 40%	3436	3520	3645	3687	3813	3938	4022
“ – “ “ – “, 20%	3813	3855	3896	3938	3980	4064	4106
Ізопропиловий спирт	2363	2660	2958	3256	3548	3842	4135
Кальцію хлорид, 25% розчин	2891	2941	2975	3058	3100	3142	3184
Натрій їдкий, 50% розчин	-	3239	3222	3214	3205	3197	3193
“ – “ “ – “, 40% розчин	3381	3423	3460	3478	3486	3486	3486
“ – “ “ – “, 30% розчин	3452	3520	3587	3624	3641	3641	3641
“ – “ “ – “, 20% розчин	3528	3612	3666	3695	3712	3720	3720
Натрію хлорид, 20% розчин	3943	3934	3922	3900	3896	3855	3855
Метиловий спирт, 100%	2468	2568	2669	2765	2866	2966	3067
“ – “ “ – “, 40%	3520	3561	3603	3603	3645	3687	3729
Мурашина кислота	1965	2053	2141	2225	2313	2400	2484
Нітробензол	1400	1454	1508	1567	1622	1676	1735
Октан	2204	2204	2204	2204	2204	2204	2204
Оцтова кислота, 100%	1885	1994	2103	2208	2317	2426	2535
“ – “ “ – “, 50%	3058	3100	3142	3184	3268	3310	3352
Сірчана кислота, 98%	1404	1458	1513	1571	1626	1684	1735
“ – “ “ – “, 75%	1873	1940	2007	2074	2137	2208	2275
“ – “ “ – “, 60%	2200	2283	2367	2451	2535	2618	2702
Сірковуглець	985	997	1014	1026	1039	1056	1068
Соляна кислота, 30%	2304	2472	2640	2807	3017	3184	3352
Толуол	1613	1705	1797	1890	1982	2070	2120
Хлорбензол	1257	1320	1382	1445	1508	1575	1638
Хлороформ	993	1022	1052	1081	1110	1140	1169
Чотирихлористий вуглець	838	863	892	922	947	976	1005

Таблиця А.5 - Динамічні коефіцієнти в'язкості рідин і водних розчинів залежно від температури

Речовина	Динамічний коефіцієнт в'язкості, ( $\mu \cdot 10^3$ , Па·с) при температурі °С											
	-10°С	0°С	10°С	20°С	30°С	40°С	50°С	60°С	80°С	100°С	120°С	
Азотна кислота, 100%	1,240	1,050	0,920	0,800	0,720	0,640	0,570	0,500	0,390	0,350	0,310	
Азотна кислота, 50%	4,000	3,050	2,400	1,880	1,550	1,280	1,070	0,900	0,680	0,530	0,440	
Аміак <i>рідкий</i>	0,251	0,244	0,235	0,226	0,217	0,208	0,199	0,190	—	—	—	
Аміачна вода, 25%	—	—	1,720	1,300	1,050	0,855	0,710	0,600	0,420	0,320	0,230	
Анілін	—	10,200	6,500	4,400	3,120	2,300	1,800	1,500	1,100	0,800	0,590	
Ацетон	0,442	0,395	0,356	0,322	0,293	0,268	0,246	0,230	0,200	0,170	0,150	
Бензол	—	0,910	0,760	0,650	0,560	0,492	0,436	0,390	0,316	0,261	0,219	
Бутиловий спирт	7,400	5,190	3,870	2,950	2,280	1,780	1,410	1,140	0,760	0,540	0,380	
Вода	—	1,790	1,310	1,000	0,801	0,656	0,549	0,469	0,357	0,284	0,232	
Гексан	0,426	0,397	0,355	0,320	0,290	0,264	0,241	0,221	0,190	0,158	0,132	
Гліцерин, 50%	—	12,000	8,500	6,050	4,250	3,500	2,600	2,000	1,200	0,730	0,450	
Діетиловий ефір	0,328	0,296	0,268	0,243	0,220	0,199	0,182	0,166	0,140	0,118	0,100	
Дихлоретан	1,240	1,080	0,950	0,840	0,740	0,650	0,565	0,510	0,420	0,360	0,310	
Етилангетат	0,67	0,578	0,507	0,449	0,40	0,36	0,326	0,297	0,248	0,210	0,178	
Етиловий спирт, 100 %	2,23	1,78	1,46	1,19	1,00	0,825	0,701	0,591	0,435	0,326	0,248	
Етиловий спирт, 60 %	—	5,75	3,77	2,67	1,93	1,45	1,13	0,90	0,60	0,45	0,34	
Етиловий спирт, 40 %	—	7,14	4,39	2,91	2,02	1,48	1,13	0,89	0,60	0,44	0,34	
Ізопропіловий спирт	6,800	4,600	3,260	2,390	1,760	1,330	1,030	0,800	0,520	0,380	0,290	
Кальцій хлорид, 25% р-н	7,000	4,470	3,360	2,740	2,250	1,850	1,550	—	—	—	—	
Метиловий спирт, 100%	0,970	0,817	0,680	0,584	0,510	0,450	0,396	0,351	0,290	0,240	0,210	
Метиловий спирт, 40%	—	3,650	2,540	1,840	1,370	—	—	—	—	—	—	
Мурашина кислота	—	—	2,250	1,780	1,460	1,220	1,030	0,890	0,680	0,540	0,400	

Продовження табл. А.5

Речовина	Динамічний коефіцієнт в'язкості ( $\mu \cdot 10^3$ , Па·с) при температурі °С											
	-10 °С	0 °С	10 °С	20 °С	30 °С	40 °С	50 °С	60 °С	80 °С	100 °С	120 °С	
Натр ідкий, 50% розчин	-	-	-	-	46,0	25,0	16,00	8,03	5,54	3,97	3,42	
Натр ідкий, 40% розчин	-	-	-	40,0	23,0	14,0	9,2	5,44	3,62	2,72	2,37	
Натр ідкий, 30% розчин	-	-	-	13,0	9,0	6,3	4,6	3,40	2,16	1,82	1,71	
Натр ідкий, 20% розчин	-	-	-	4,48	3,3	2,48	2,0	1,63	1,27	1,15	1,08	
Натр ідкий, 10% розчин	-	-	-	1,86	1,45	1,16	0,98	0,91	0,70	0,65	0,60	
Натрій хлорид, 20% р-н	4,08	2,67	1,99	1,56	1,24	1,03	0,87	0,74	0,57	0,46	0,38	
Нітробензол	-	3,09	2,46	2,01	1,69	1,44	1,24	1,09	0,87	0,70	0,58	
Октан	0,829	0,703	0,61	0,54	0,479	0,428	0,386	0,35	0,29	0,245	0,208	
Оцтова кислота, 100 %	-	-	-	1,22	1,04	0,90	0,79	0,70	0,56	0,46	0,37	
Оцтова кислота, 50 %	-	4,35	3,03	2,21	1,70	1,35	1,11	0,92	0,65	0,50	0,40	
Сірковуглець	0,488	0,433	0,396	0,366	0,319	0,290	0,27	0,25	0,21	0,19	0,17	
Сірчана кислота, 98 %	-	57,0	37,0	25,8	17,1	12,9	9,46	7,50	4,10	2,70	2,0	
Сірчана кислота, 92 %	90,0	48,0	32,0	23,10	15,6	11,8	8,40	6,70	3,80	2,50	1,95	
Сірчана кислота, 75 %	50,0	30,0	20,0	13,9	10,6	8,10	5,90	4,60	2,80	1,90	1,45	
Сірчана кислота, 60 %	15,0	10,5	7,7	5,52	4,08	3,42	2,80	2,40	1,50	1,07	0,90	
Соляна кислота, 30 %	-	-	2,10	1,70	1,48	1,30	-	-	-	-	-	
Толуол	0,90	0,768	0,667	0,586	0,522	0,466	0,42	0,381	0,319	0,271	0,231	
Хлорбензол	1,24	1,06	0,91	0,80	0,71	0,64	0,57	0,52	0,435	0,37	0,32	
Хлороформ	0,79	0,70	0,63	0,57	0,51	0,466	0,426	0,39	0,33	0,29	0,26	
Чотирихлористий вуглець	1,68	1,35	1,13	0,97	0,84	0,74	0,65	0,59	0,472	0,387	0,323	

**Таблиця А.6 – Коефіцієнти об'ємного розширення деяких рідин (1/град)**

	Коефіцієнт об'ємного розширення ( $\beta \cdot 10^3$ ) при температурі						
	-20°C	0°C	20°C	40°C	60°C	80°C	100°C
Аміак	1,84	2,15	2,42	2,80	3,20	4,30	6,20
Ацетон	1,31	1,35	1,43	1,52	1,62	1,88	2,00
Бензол	–	1,18	1,22	1,26	1,30	1,37	1,43
Вода	–	0,06	0,21	0,39	0,53	0,63	0,75
Газ освітлювальн.	–	0,66	0,67	0,7	0,82	0,90	0,93
Діхлоретан	1,07	1,11	1,16	1,21	1,26	1,31	1,37
Метанол	1,09	1,14	1,19	1,27	1,30	1,42	1,61
Пропан	2,5	2,80	3,06	3,50	3,70	–	–
Толуол	1,0	1,04	1,07	1,11	1,17	1,24	1,33
Етилацетат	1,2	1,26	1,35	1,46	1,52	1,60	1,76
Етанол	1,03	1,05	1,08	1,13	1,22	1,33	1,44

**Таблиця А.7 – Теплофізичні властивості деяких зріджених холодоагентів**

$t, ^\circ\text{C}$	$P,$ кг/см <sup>2</sup>	$\rho_p \cdot 10^3,$ кг/м <sup>3</sup>	$c_p,$ Дж/(кг·К)	$\mu_p \cdot 10^3,$ Па·с	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$r,$ кДж/кг	$\sigma \cdot 10^3,$ Н/м	$Pr$
А м і а к								
-30	1,219	677,7	4467	0,266	0,549	1360	41,7	2,07
-20	1,94	665,0	4509	0,258	0,544	1329	38,4	1,88
-10	2,966	652,0	4551	0,251	0,537	1297	35,3	1,74
0	4,379	638,6	4597	0,244	0,524	1263	32,3	1,64
+20	8,741	610,3	4710	0,226	0,494	1188	26,3	1,45
+30	11,89	595,2	4798	0,217	0,474	1146	23,4	1,38
Ф р е о н 290 (пропан)								
-50	0,71	593,0	2207	0,210	0,112	435,8	16,9	4,14
-40	1,12	581,0	2230	0,180	0,108	424,4	15,0	3,71
-30	1,70	565,0	2260	0,150	0,103	412,7	13,8	3,30
-20	2,5	553,0	2290	0,130	0,100	401,0	12,5	3,00
0	4,81	528,0	2352	0,110	0,097	377,1	9,9	2,67
+20	8,6	499,0	2520	0,085	0,091	345,6	7,6	2,35
+40	14,07	464,0	2688	0,070	0,085	309,2	5,1	2,21

**Таблиця А.8 – Середні орієнтовні значення термічного опору забрудненої стінки щодо деяких теплоносіїв**

Природа теплоносія	Термічна провідність забрудненої стінки щодо теплоносія, $\gamma_c, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Вода середньої якості (річна, з трубопроводу)	2000 – 3000
– » – очищена та пом'якшена	3000 – 6000
– » – морська	6000 – 10000
Водяна пара, конденсат	6000 – 10000
Газові суміші, повітря	3000
Нафтопродукти сирі	1200
– » – очищені, мастила, дистилати	1500 – 3000
Органічні рідини, органічні теплоносії	5000 – 6000
Пара органічних речовин	11600
Розсоли охолоджувальні, розчини солей	5000
Розчини кислот (сірчаної, соляної, фосфорної)	2000
Холодоагенти зріджені (аміак, фреони)	2900 – 5000

**Таблиця А.9 – Фізичні властивості води на лінії насичення**

Тиск, р, ат	Температура, °С	Густина, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Ентальпія, $i$ , кДж/кг	Теплоємність, $c$ , кДж/(кг·К)	Теплопровідність, $\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	Динамічна в'язкість, $\mu \cdot 10^3$ , Пас	Кінематична в'язкість, $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Коефіцієнт об'ємного розширення, $\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	Поверхневий натяг, $\sigma \cdot 10^3$ , Н/м	Число Прандтля Pr
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,31	1,310	+0,70	76,2	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,0	1,010	1,82	72,8	7,02
1	30	996	126,0	4,18	61,8	0,804	0,810	3,21	71,2	5,42
1	40	992	168,0	4,18	63,4	0,657	0,660	3,87	69,7	4,31
1	50	988	210,0	4,18	64,8	0,549	0,556	4,49	67,7	3,54
1	60	983	251,0	4,18	65,9	0,470	0,478	5,11	66,2	2,98
1	70	978	293,0	4,19	66,8	0,406	0,415	5,70	64,3	2,55
1	80	972	335,0	4,19	67,5	0,355	0,365	6,32	62,6	2,21
1	90	965	377,0	4,19	68,0	0,315	0,326	6,95	60,7	1,95
1,03	100	958	419,0	4,23	68,3	0,282	0,295	7,50	58,9	1,75
1,46	110	951	461,0	4,23	68,5	0,256	0,268	8,00	56,9	1,58
2,02	120	943	503,0	4,23	68,6	0,231	0,244	8,60	54,9	1,43
2,75	130	935	545,0	4,27	68,6	0,212	0,226	9,20	52,9	1,32
3,68	140	926	587,0	4,27	68,5	0,196	0,212	9,70	50,7	1,23

**Таблиця А.10 – Температура кипіння та теплота фазових перетворень деяких рідин при атмосферному тиску**

Хімічна сполука	Формула хімічної сполуки	Маса мольна	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Температура, °С		Теплота фазового переходу, кДж/кг	
				$t_{\text{кип.}}$	$t_{\text{плав.}}$	$r_{\text{випар.}}$	$q_{\text{плав.}}$
Ацетон	(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CO	58,08	810	56	-94,3	523	98,1
Аміак	NH <sub>3</sub>	17	682	-33,4	-77,7	1374	350,4
Анілін	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	93,1	1022	184,4	-6,3	448	113,5
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,11	900	80,2	+5,5	394	126,1
Бутанол	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	74,12	810	117,7	-90	590,4	125,3
Вода	H <sub>2</sub> O	18	998	100	0	2264	333
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86	660	68,7	-95	337,2	151,4
Етанол	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46	790	78,3	-114	849,3	108
Етилацетат	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	88,1	900	77,1	-83,6	373	119
Етиленгліколь	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O <sub>2</sub>	62,1	1115	197,5	~ -87	800,8	-
м-Ксилол	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,1	864	139,1	-47,8	343,6	128
Метанол	CH <sub>3</sub> OH	32	800	64,7	-98	1100	99,3
Метилацетат	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O <sub>2</sub>	74,1	930	57,5	-98,7	411	-
Нітробензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NO <sub>2</sub>	123,1	1200	210,6	+5,8	410,6	94,3
Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	76,1	1290	46,3	-112	352	57,7
Толуол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>3</sub>	92,1	870	110,8	-95	362,5	71,9
Хлорбензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Cl	112,6	1042	130,6	-45,2	320,5	66,7
Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	119,4	1530	61,2	-64,5	248	-

**Таблиця А.11 – Теплота пароутворення рідин залежно від температури**

Речовина	Питома теплота пароутворення (кДж/кг) при температурі °С					
	20	40	60	80	100	120
Аміак	1190	1102	997	872	708	473
Ацетон	553,1	536,3	519,6	494,4	474,5	448,3
Бензол	435,8	423,2	408,5	395,1	379,2	363,3
Бутиловий спирт	687,2	670,4	653,6	632,7	611,7	586,6
Вода	2448,2	2403,0	2357	2310	2260	2207
Діетиловий ефір	366,6	346,5	326,4	303,8	282,4	257,3
Етилацетат	411,5	399,3	385,9	371,6	355,7	337,7
Етиловий спирт	913,4	900,8	879,9	850,6	812,9	762,6
Ізопропиловий спирт	750,0	724,9	699,7	670,4	636,9	603,4
Метиловий спирт	1173,2	1143,8	1110,4	1060,1	1013,9	951,1
Оцтова кислота	353,4	365,4	375,4	383,8	390,1	390,5
Пропіловий спирт	791,9	768,8	745,8	714,3	683,0	651
Сірковуглець	367,0	356,6	344,4	331,4	316,4	300,4
Толуол	407,7	398,5	388,8	379,2	368,7	357,0
Хлор	253,1	238,2	222,0	198,0	176,8	-
Хлорбензол	369,5	362,4	354,4	346,5	338,1	329,8
Хлороформ	263,1	255,6	247,6	239,7	231,3	222,9
Чотирихлористий вуглець	213,7	208,2	201,9	193,6	185,6	177,2

**Таблиця А.12 – Питома теплота розчинення деяких солей у воді при 18°С**

Формула солі	Молекулярна маса	Теплота розчинення, $q_p$ , кДж/кг	Формула солі	Молекулярна маса	Теплота розчинення, $q_p$ , кДж/кг
CaCl <sub>2</sub>	111	-512,6 +	MgCl <sub>2</sub>	95	-1568 +
CaCl <sub>2</sub> ·18H <sub>2</sub> O	435	+82,46 +	MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	203	-60,9 +
Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·4H <sub>2</sub> O	164,1	+144,5 +	MgSO <sub>4</sub> ·7H <sub>2</sub> O	246,5 +	+65,8 +
CuSO <sub>4</sub>	159,6	-416,6 +	NaCl	58,5	+86,7 +
CuSO <sub>4</sub> ·5H <sub>2</sub> O	249,7	+46,1 +	NaNO <sub>3</sub>	85	+244,7 +
FeSO <sub>4</sub> ·7H <sub>2</sub> O	151,9	+67,9 +	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	142	-13,57 +
KCl	74,6	+250,1 +	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> ·10H <sub>2</sub> O	322	+243,9 +
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	138	-205,8 +	NH <sub>4</sub> Cl	53,5	+307,1 +
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> ·1,5H <sub>2</sub> O	165	+9,64 +	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	80,0	+331,0 +
KNO <sub>3</sub>	101	+348,6 +	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub>	132,1	+109 +
KOH	56	-959,5 +	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	132	+75,2 +
KOH·2H <sub>2</sub> O	92	+5,87 +	ZnSO <sub>4</sub> ·7H <sub>2</sub> O	287,6	+61,5 +

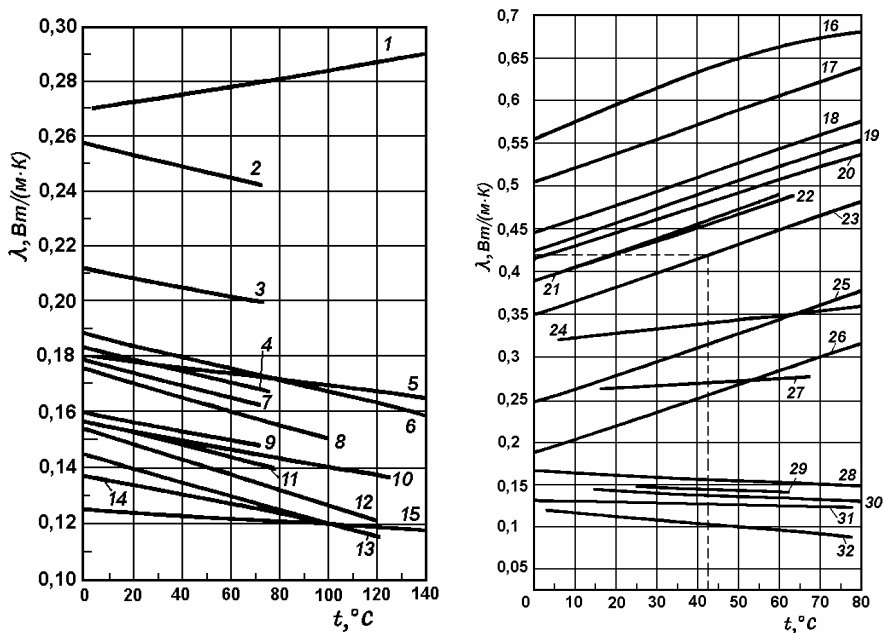
**Примітки.** 1 Знак плюс означає розчинення солі з поглинанням теплоти, знак мінус – з виділенням теплоти. При кристалізації солі знаки змінюються на зворотні.  
2 Теплота розчинення отримана при великому розбавленні солі (більше ніж 400 моль води на моль солі)

**Таблиця А.13 – Фізичні властивості насиченої водяної пари залежно від тиску**

Тиск (абсолютний), <i>ат</i>	Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\rho_n$ $\text{кг/м}^3$	Питомий об'єм, $v, \text{м}^3/\text{кг}$	Теплопровід- ність, $\lambda \cdot 10^2$ , $\text{Дж}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Динамічна в'язкість, $\mu \cdot 10^6$ , $\text{Па}\cdot\text{с}$	Ентальпія, $\text{кДж/кг}$		Теплота пароут- ворення $r, \text{кДж/кг}$
						рідини, $i'$	пари, $i''$	
0,080	41,1	0,05420	18,450	–	–	172,2	2573	2400
0,100	45,4	0,06686	14,960	–	–	190,2	2581	2390
0,120	49,0	0,07937	12,600	–	–	205,3	2588	2382
0,150	53,6	0,09789	10,220	–	–	224,6	2596	2372
0,200	59,7	0,12830	7,977	–	–	250,1	2607	2358
0,300	68,7	0,18760	5,331	–	–	287,9	2620	2336
0,400	75,4	0,24560	4,072	–	–	315,9	2632	2320
0,500	80,9	0,30270	3,304	–	–	339,0	2642	2307
0,600	85,5	0,35900	2,785	–	–	358,2	2650	2296
0,700	89,3	0,41470	2,411	–	–	375,0	2657	2286
0,800	93,0	0,46990	2,128	–	–	389,7	2663	2278
0,900	96,2	0,52460	1,906	–	–	403,1	2668	2270
1,000	99,1	0,57900	1,727	2,42	11,97	415,2	2677	2264
1,200	104,2	0,68650	1,457	2,49	12,26	437,0	2686	2249
1,400	108,7	0,79310	1,261	2,57	12,48	456,3	2693	2237
1,600	112,7	0,89800	1,113	2,63	12,67	473,1	2703	2227
1,800	116,3	1,00300	0,997	2,70	12,85	483,6	2709	2217
2,000	119,6	1,10700	0,903	2,76	13,15	502,4	2710	2208
3,000	132,9	1,61800	0,618	2,98	13,80	558,9	2730	2171
4,000	142,9	2,12000	0,472	3,09	14,30	601,1	2744	2141
5,000	151,1	2,61400	0,382	3,33	14,76	637,7	2754	2117
6,000	158,1	3,10400	0,322	3,45	15,10	667,9	2768	2095
7,000	164,2	3,59100	0,278	3,57	15,50	694,3	2769	2075
8,000	169,6	4,07500	0,245	3,68	15,80	718,4	2776	2057
9,000	174,5	4,55600	0,219	3,75	16,10	740,0	2780	2040
10,000	179,0	5,03700	0,198	3,83	16,37	759,6	2784	2024
11,000	183,2	5,51600	0,181	3,95	16,54	778,1	2787	2009
12,000	187,1	5,99600	0,167	4,02	16,73	795,3	2790	1995
13,000	190,7	6,47400	0,154	4,12	16,90	811,2	2793	1984
14,000	194,1	6,95200	0,144	–	–	826,7	2795	1968
15,000	197,4	7,43100	0,135	–	–	840,9	2796	1956
16,000	200,4	7,90900	0,126	–	–	854,8	2798	1943
17,000	203,4	8,38900	0,119	–	–	867,7	2799	1931
18,000	206,2	8,86800	0,113	–	–	880,3	2800	1920
19,000	208,8	9,34900	0,107	–	–	892,5	2801	1909
20,000	211,4	9,83000	0,102	4,53	17,9	904,2	2801	1898
25,000	222,9	12,29	0,081	–	–	958	2801	1843
30,000	232,8	14,70	0,06802	–	–	1002	2801	1804



## ДОДАТОК Б (довідковий)



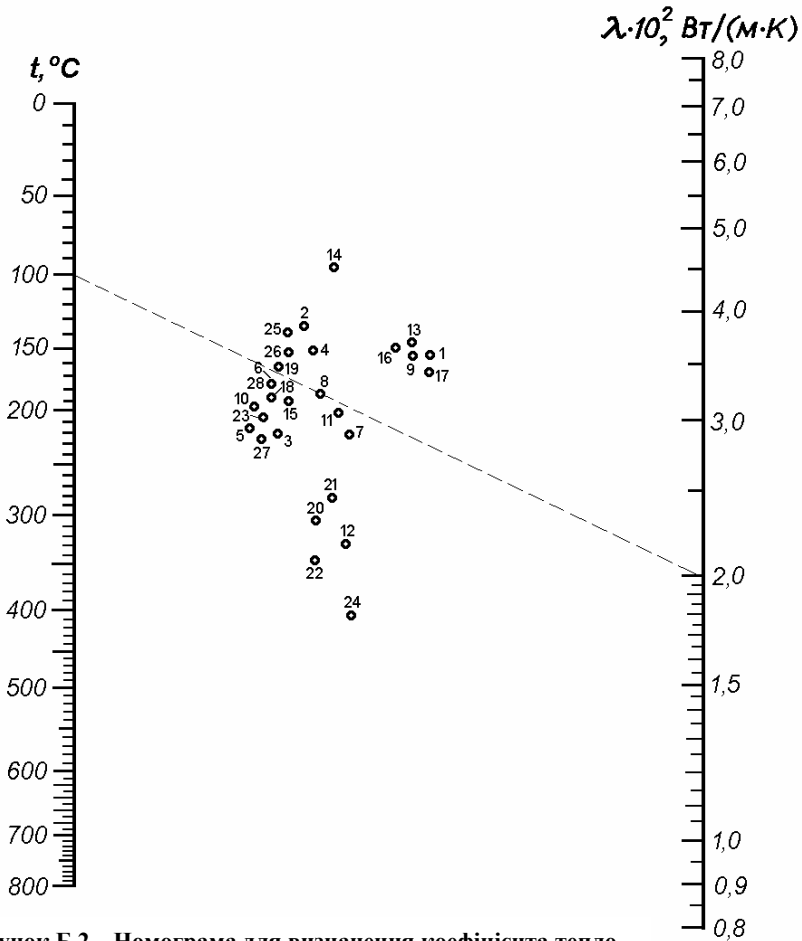
**Рисунок Б.1 – Коефіцієнт теплопровідності деяких рідин**

Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки
Аміак, 26 %	20	Етиловий спирт, 100%	4	Нітробензол	10
Анілін	6	Етиловий спирт, 80 %	26	Октан	29
Ацетон	8	Етиловий спирт, 60 %	25	Оцтова кислота	7
Бензол	12	Етиловий спирт, 40 %	23	Сірчана кислота 98%	27
Бутиловий спирт	9	Етиловий спирт, 20 %	18	Сірковуглець	28
Вазелінове масло	15	Ізопропиловий спирт	11	Соляна кислота, 30%	22
Вода	16	Касторове масло	5	Толуол	13
Гас	30	Ксилол	14	Хлорид кальцію, 25%	17
Гліцерин, 100 %	1	Метиловий спирт	3	Хлорид натрію, 25%	19
“ - “ 50%	21	“ - “ - “, 40 %	24	Чотирихлористий вуглець	32
Діетиловий ефір	31	Мурашина кислота	2		

**Схема користування діаграмою.** 1 Вибирається назва рідини, для якої визначається коефіцієнт теплопровідності, та знаходиться для неї відповідна лінія.

2 Для визначеної температури проводиться вертикаль до пересічення з відповідною лінією, а з точки пересічення проводиться горизонтальна лінія до шкали ординат та визначаються коефіцієнт теплопровідності.

**Наприклад.** Для етилового спирту 40% концентрації (лінія 23) при температурі 43°C коефіцієнт теплопровідності дорівнює 0,42 Вт/(м·К).



**Рисунок Б.2 – Номограма для визначення коефіцієнта теплопровідності газів та пари деяких речовин при  $P=1\text{ат}$**

**Схема користування.** Через точки, що характеризують назву речовини та її температуру, проводять пряму лінію до пересічення з правою шкалою та визначають коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ .

Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки
Азот	1	Етан	25	<i>n</i> -Пентан	18
Аміак	2	Етилен	26	Повітря	9
Ацетон	3	Етилацетат	27	Пропан	19
Ацетилен	4	Етанол (пара)	28	Хладон-11 (фреон-11)	20
Бензол	5	Закис азоту	7	Хладон-12 (фреон-12)	21
<i>n</i> -Бутан	6	Кисень	13	Хлороформ	22
Водяна пара	8	Метан	14	Циклогексан	23
Гексан	10	Метанол (пара)	15	Чотирихлористий вуглець	24
Діоксид вуглецю	11	Окис азоту	16		
Діоксид сірки	12	Окис вуглецю	17		

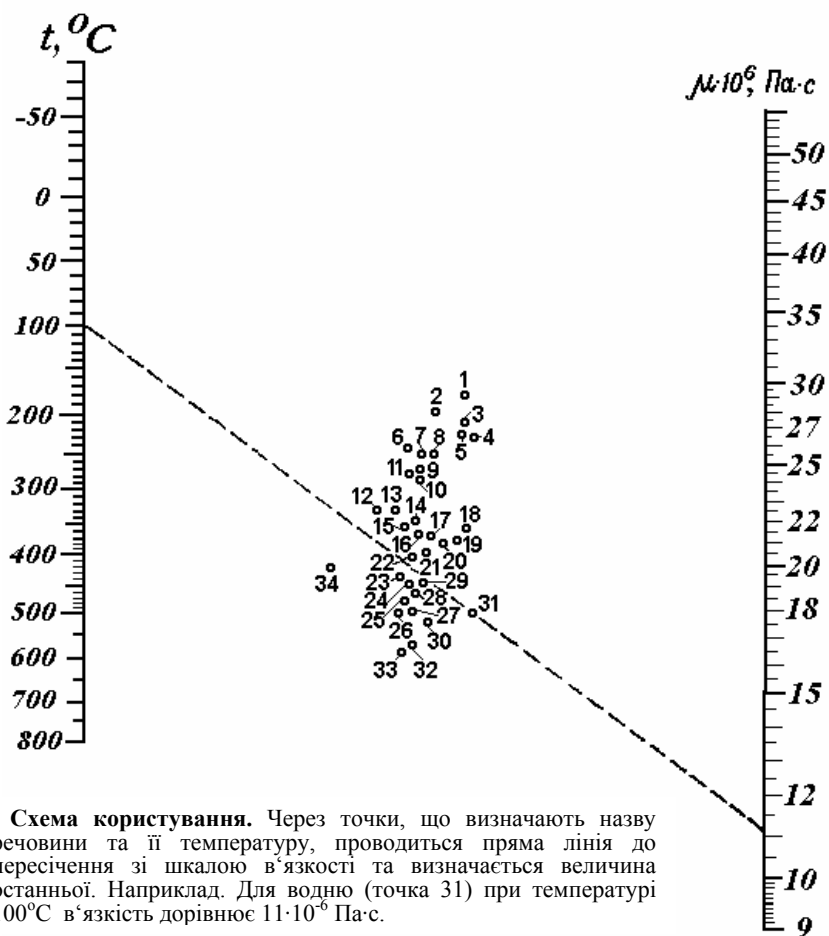


Рисунок Б.3 – Номограма для визначення в'язкості газів та пари деяких рідин

Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки	Речовина	Номер точки
Азот	4	Двоокис вуглецю	8	Октан	33
Аміак	13	Двоокис сірки	10	Пентан	25
Ацетон	23	Етан	21	Пропан	29
Ацетилен	17	Етилен	20	Сірководень	11
Бензол	24	Етилацетат	24	Фреон -12	18
Бутан	28	Етиловий спирт	22	Хлор	9
Водень	31	Закис азоту	7	Хлористий водень	6
Водяна пара	12	Кисень	1	Хлороформ	14
Повітря	3	Метан	19	Циклогексан	30
Гексан	26	Метиловий спирт	15	Чотирихлористий вуглець	16
Дифенілоксид	32	Окис азоту	2		
		Окис вуглецю	5		

**Діаграма T - S для аміака**

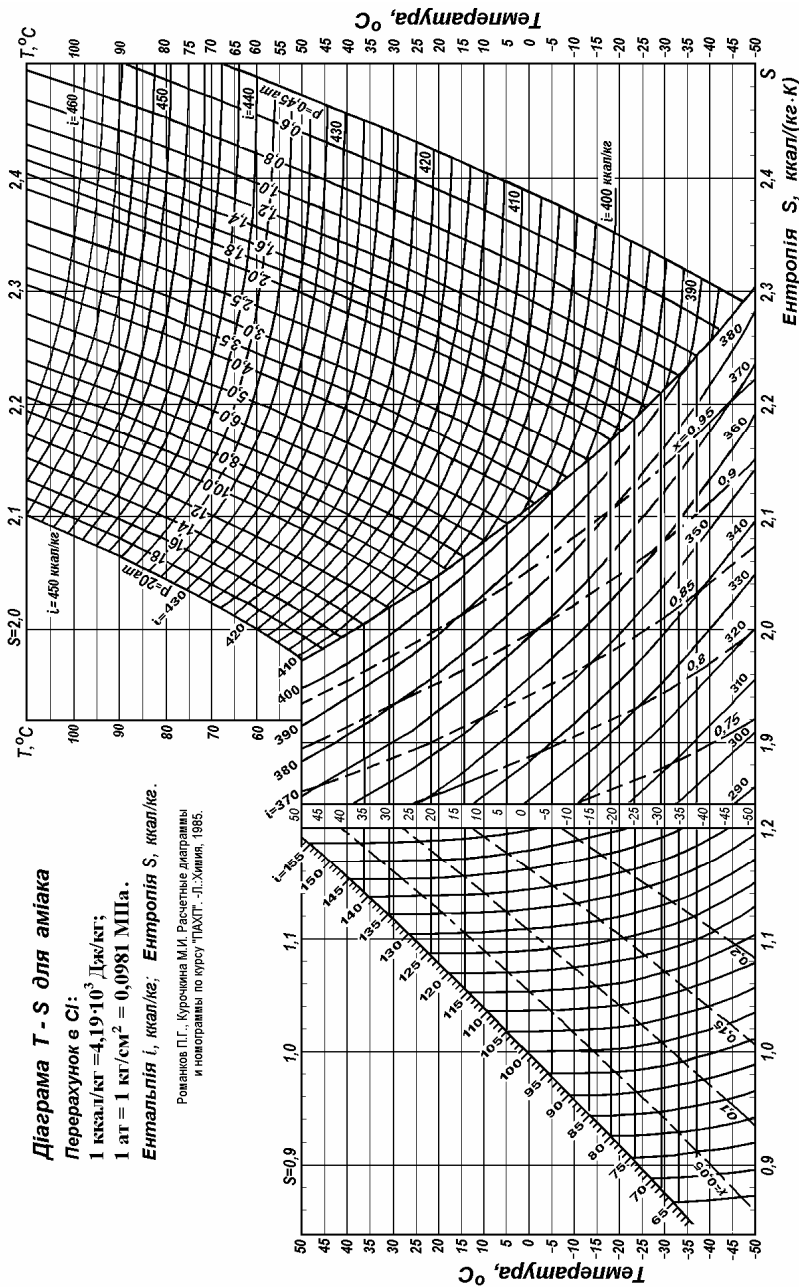
Перерахунок в СІ:

1 ккал/кг =  $4,19 \cdot 10^3$  Дж/кг;

1 ат = 1 кг/см<sup>2</sup> = 0,0981 МПа.

Ентальпія *i*, ккал/кг; Ентропія *S*, ккал/кг.

Рованков П.Г., Курочина М.И. Расчетные диаграммы и номограммы по курсу ПЛАКТ - Л.Химия, 1985.



**Рисунок Б.4 – Температурно-ентропійна діаграма T – S для аміака**

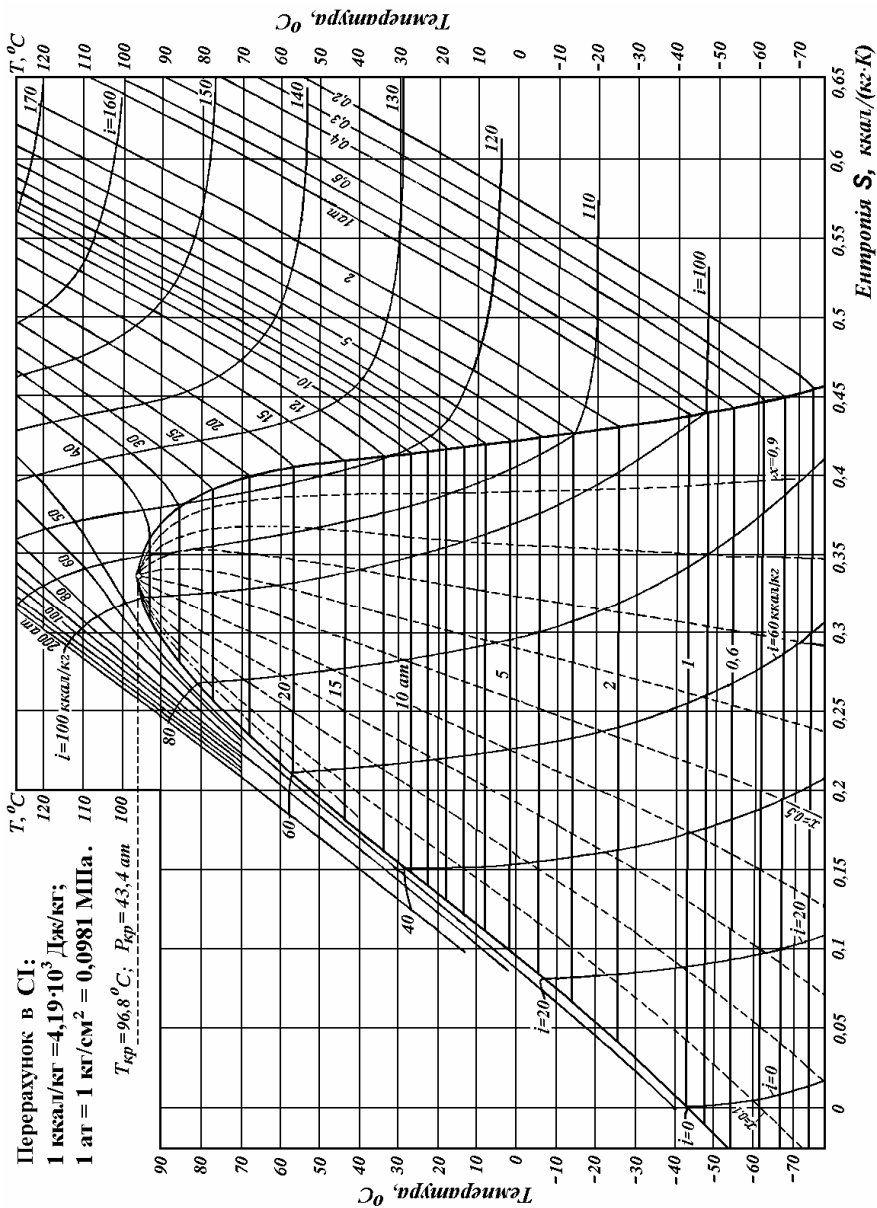


Рисунок Б.5 – Температурно-ентропійна діаграма Т – S для пропану (хладон R 290)

Таблиця Б.1 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників жорсткого або напівжорсткого типу

Діаметр, мм		Число ходів у трубному просторі	Число труб	Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при довжині труб, м						Поперечний переріз, м <sup>2</sup> ×10 <sup>2</sup>			
кожуха	труб			1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	одного ходу у трубах	у вирізі перегородки	між перегородками	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
325	20x2	1	100	8,5	11	17	23			-	1,8	1,3	1,5
		2	90	7,5	10	15	20				0,8		
	25x2	1	62	7,5	10,0	14,5	19,5			-	2,1	1,4	1,4
		2	56	6,0	8,0	12	16				0,9		
400*	20x2	1	181	-	23	34	45	68		-	3,6	2,1	2,5
		2	166		21	31	41	63			1,7		
	25x2	1	111		17	26	35	52		-	3,8	2,2	3,1
		2	100		16	24	31	47			1,7		
600*	20x2	1	389	-	49	73	98	147		-	7,9	4,7	5,4
		2	370		47	70	93	139			3,8		
		4	334		42	63	84	126			1,7		
		6	316		40	60	79	119			1,0		
	25x2	1	257	-	40	61	81	121		-	9,0	4,9	5,2
		2	240		38	57	75	113			4,2		
		4	206		32	49	65	97			1,8		
		6	196		31	46	61	91			0,9		
800*	20x2	1	717	-	90	135	180	270	405		14,8	7,8	7,7
		2	690		87	130	173	260	390		7,1		
		4	638		80	120	160	240	361		3,3		
		6	618		78	116	155	233	349		2,2		

Продовження табл. Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
800*	25x2	1	465	-		73	109	146	219	329	16,7	7,7	7,9
		2	442			69	104	139	208	312	7,8		
		4	404			63	95	127	190	285	3,1		
		6	385			60	90	121	181	271	2,2		
1000*	20x2	1	1173	-	-	221	295	442	663	23,8	12,5	13,5	
		2	1138			214	286	429	643	11,6			
		4	1072			202	269	404	606	5,1			
		6	1044			197	262	393	590	3,4			
	25x2	1	747	-	-	176	235	352	528	27,0	12,1	11,7	
		2	718			169	226	338	507	13,1			
		4	666			157	209	314	471	6,0			
		6	642			151	202	302	454	3,8			
1200*	20x2	1	1701	-	-	-	427	641	961	34,5	17,3	16,5	
		2	1658				417	625	937	16,9			
		4	1580				397	595	893	7,9			
		6	1544				388	582	873	5,4			
	25x2	1	1083	-	-	-	340	510	765	39,0	16,8	15,2	
		2	1048				329	494	740	18,9			
		4	986				310	464	697	8,5			
		6	958				301	451	677	5,7			

**Примітки** – 1 \* Вказано внутрішній діаметр кожуха, мм.  
2 Поверхня теплообміну визначена за зовнішнім діаметром для гладких труб.  
3 Теплообмінники виготовляють в горизонтальному або вертикальному виконанні

**Таблиця Б.2 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників нежорсткого типу із хвильовим (сильфонним) компенсатором ( за ГОСТ 23762 – 79 )**

Діаметр кожуха, мм	Умовний тиск у міжтрубному просторі, МПа	Труби, мм	Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при довжині труб (м) та розміщенні їх у вершинах				Площа прохідного перерізу (м <sup>2</sup> ×10 <sup>2</sup> )					
			квадратів		трикутників		одного ходу у трубах при розміщенні їх у вершинах		міжтрубного простору при розміщенні труб у вершинах			
									квадратів		трикутників	
			6,0	9,0	6,0	9,0	квадратів	трикутників	у вирізі перегородки	між перегородками	у вирізі перегородки	між перегородками
800	5; 6,3	20x2	220	330	254	381	117	136	9,2	23,6	8,1	18,2
		25x2	178	268	202	304	131	149	8,6	22,8 (22,0)	7,9	18,6 (18,0)
		25x2,5					119	135				
	8,0	20x2	220	330	254	381	117	136	9,2	22,7	8,1	17,6
		25x2	178	268	202	304	131	149	8,6	22,0	7,9	18,0
		25x2,5					119	135				
1000	6,3	20x2	356	534	416	624	190	222	14,2	28,1	13,0	18,9
		25x2	294	441	339	509	216	249	14,5	25,5 (26,2)	12,3	20,0 (20,6)
		25x2,5					196	226				
	8; 10–8*	20x2	356	534	416	624	190	222	14,2	26,9	13,0	18,2
		25x2	294	441	339	509	216	249	14,5	24,5 (25,5)	12,3	19,2 (20,0)
		25x2,5					196	226				
1200	5,0; 6,3; 6,3-5*	20x2	526	789	620	930	280	331	20,3	30,5	17,7	23,8
		25x2	435	653	506	759	320	372	19,3	29,7	17,1	22,7
		25x2,5					290	337				
	8; 10 – 8*	20x2	526	789	620	930	280	331	20,3	38,4	17,7	29,9
		25x2	435	653	506	759	320	372	19,3	37,4	17,1	28,6
		25x2,5					290	337				

**Примітка.** 1\* Перша цифра – тиск у трубках; друга цифра – тиск у міжтрубному просторі;  
2. Значення величин у дужках відносяться до пучків труб довжиною 9 м.

**Таблиця Б.3 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників із плаваючою голівкою**

Діаметр, мм		Число ходів у трубному просторі	Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при розміщенні їх у вершинах та довжині труб (м)					Площа прохідного перерізу, м <sup>2</sup> ×10 <sup>3</sup>						
кожуха	труб		квадратів			трикутників		одного ходу у трубах при їх розміщенні у вершинах		міжтрубного простору при розміщенні труб у вершинах				
			3,0	6,0	9,0	6,0	9,0	квадратів	трикутників	квадратів		трикутників		
			у вирізі перегородки	між перегородками	у вирізі перегородки	між перегородками								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
426	20x2	2	23	46	-	-	-	13	-	21	42	-	-	
	25x2		19	38	-	-	-	14	-	20	51			
500*	20x2		38	76	-	-	-	21	-	26	68			
	25x2		31	62	-	-	-	23	-	25	78			
600*	20x2	2	-	117	176	131	196	32	36	53	96	47	58	
		4	-	107	160	117	175	14	16					
	25x2	2	-	96	144	105	157	36	40	49		46	56	
		4	-	86	129	94	141	16	17					
800*	20x2	2	-	212	318	243	364	55	64	78	156	71	93	
		4	-	197	295	225	337	27	31					
	25x2	2	-	170	255	181	286	60	69	74		68	97	
		4	-	157	235	173	259	30	30					
1000*	20x2	2	-	346	579	402	603	92	107	115	240	105	140	
		4	-	330	495	378	567	43	49					
	25x2	2	-	284	426	325	488	103	119	117		112	125	
		4	-	267	400	301	451	48	56					
1200*	20x2	2	-	514	771	604	906	140	162	138	360	147	197	
		4	-	494	741	576	864	64	78					
	25x2	2	-	423	635	490	733	155	179	126		113	184	
		4	-	403	604	460	690	74	85					

**Примітки.** 1\* Вказано внутрішній діаметр кожуха, мм. 2 Поверхня теплообміну визначена за зовнішнім діаметром для гладких труб. 3 Теплообмінники–холодильники виготовляють у горизонтальному виконанні

Таблиця Б.4 – Характеристика кожухотрубних теплообмінників з U-подібними трубами

Діаметр кожуха, мм	Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при різній довжині труб (м) та розміщенні їх у вершинах					Площа прохідного перерізу (м <sup>2</sup> ×10 <sup>3</sup> )					
						квадратів		трикутників			одного ходу у трубах при розміщенні їх у вершинах
	квадратів		трикутників		у вирізі перегородки						
	3,0	6,0	9,0	6,0	9,0	квад- ратів	трикут- ників	у вирізі перего- родки	між перего- родками	у вирізі перего- родки	між перего- родками
325	14	27	–	–	–	7	–	11	21	–	–
426	26	51				13	–	20	36		
500*	43	85				22	–	32	58		
600*	–	120	178	150	223	31	39	47	78	37	60
800*		224	331	258	383	57	67	85	134	73	88
1000*		383	565	437	647	97	112	120	193	108	130
1200*		564	831	651	961	142	165	135	269	152	210
1400*		790	1160	930	1369	197	234	161	332	187	255

**Примітки.** 1\* Вказано внутрішній діаметр кожуха, мм.

2 Використані труби наружного діаметру 20 мм і товщиною стінки 2 мм.

3 3 Поверхня теплообміну визначена за зовнішнім діаметром для гладких труб

**Таблиця Б.5 – Основні параметри та розміри випарників із паровим простором**

Умовне позначення	Діаметр кожуха $D_{вн}$ (мм) для типу		Умовний тиск, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )		Довжина апарата $L$ , мм	Число пучків	Число труб у пучку	Діаметр труб, мм	Довжина труб $l$ , мм	Поверхня теплопередачі, м <sup>2</sup>	Площа перерізу (м <sup>2</sup> ·10 <sup>3</sup> ) одного ходу залежно від діаметра труб			
	I	II	у корп.	у труб.							20x2	25x2	25x2,5	
	III	800	–	1,6 (16);	1,6 (16);	8200	1	82	25x2,5 та 25x2	6000	38	–	14	13
2,5 (25)				4 (40)	8230									
1,6 (16)				2,5 (25)	8040	204								
					8485									
1600			8800	362										
–		2400	1 (10)	2,5 (25)	8850	2	204	20x2	6000	192	–	35	32	
					2600	1 (10)								8830
		2800	1,0; (10)	1,6; (16)	9080	2	362							340
					9170									
					–									
	63				57									
IV	800	–	1,6 (16);	1,6 (16);	7700	1	134	20x2	6000	51	13	–	–	
			2,5 (25)	4 (40)	7900									
	1000	–	1,6 (16);	2,5 (25)	8085	1	220	20x2	6000	85	22	–	–	
			2,5 (25)		8100									
	1200	–	1,6 (16);	2,5 (25)	8280	1	310	20x2	6000	120	31	–	–	
			2,5 (25)		8800									
	1600	–	1,6 (16);	2,5 (25)	8800	1	572	20x2	6000	224	57	–	–	
			2,5 (25)		8585									
	–	2400	1 (10)	2,5 (25)	8585	2	310	20x2	6000	240	31	–	–	
					2600	1 (10)								1,6 (16)
		2,5 (25)	8700											
		2800	1 (10)	1,6 (16)	8970	2	572							448
					1,6 (16)									