



МІ

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

**Я.М.Корнієнко, А.Р.Степанюк, С.В. Гулієнко,  
С.С.Гайдай**

# **Процеси та обладнання хі- мічних технологій. Частина 3. Теплообмінне обладнання. Теоретичні основи.**

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра  
за освітньою програмою «Комп'ютеризовані системи проектування промислового облад-  
нання»  
спеціальності G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)

Електронне мережеве навчальне видання

Друге видання

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського

2025

УДК 66.02(075.8)

К67

Укладачі: *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф.  
*Степанюк Андрій Романович*, канд. техн. наук, доцент  
*Гулієнко Сергій Валерійович*, канд. техн. наук., доцент  
*Гайдай Сергій Сергійович*, канд. техн. наук., доцент

Рецензент: *Сокольський Олександр Леонідович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
(протокол N 5 від 06.03.2025 р.)  
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету  
(протокол N 1 від 27.01.2025 р.)*

**Корнієнко Я.М.**

К67 Процеси та обладнання хімічних технологій. Частина 3. Теплообмінне обладнання. [Електронний ресурс]: теоретичні основи : навч. посіб. для ступеня бакалавра за освіт. програмою «Комп'ютеризовані системи проектування промислового обладнання» спец. G11 Машинобудування (за спеціалізаціями) / Корнієнко Я.М., Степанюк А.Р., Гулієнко С.В., Гайдай С.С. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025. – 253 с.

У посібнику наведено теоретичні відомості та методики проектування теплообмінного обладнання. Наведено основні довідкові дані для виконання розрахунків. Навчальний посібник призначений для здобувачів ступеня бакалавр за спеціальністю G11 Машинобудування (за спеціалізаціями).

УДК 66.02(075.8)

Реєстр. № НП 24/25-265. Обсяг 6,6 авт. арк.  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056  
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© Корнієнко Я.М., Степанюк А.Р., Гулієнко С.В., Гайдай С.С.. 2025  
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025

## Зміст

ВСТУП .....	6
ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ .....	8
1. ПРОЦЕСИ ВИПАРЮВАННЯ. ВИПАРНЕ ОБЛАДНАННЯ .....	13
1.1. Фізичні основи випарювання.....	14
1.2. Основи розрахунку однокорпусних випарних установок .....	16
1.2.1. Матеріальний баланс .....	19
1.2.2. Тепловий баланс.....	20
1.2.3. Теплопередача у випарному апараті .....	22
1.2.4. Корисна різниця температур.....	25
1.2.5. Методика проектного розрахунку випарної установки .....	26
1.2.6. Випарні установки з тепловим насосом .....	26
1.3. Багатокорпусні випарні установки.....	27
1.3.1. Основні функціональні схеми багатокорпусних випарних установок.....	28
1.3.2. Основи розрахунку та проектування багатокорпусних випарних установок.....	31
1.4. Основні конструкції випарних апаратів .....	42
1.5 Контрольні запитання.....	59
2. ПРОЦЕСИ СУШІННЯ. СУШИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ.....	62
2.1. Сушильні агенти.....	63
2.1.1. Повітря як сушильний агент .....	63
2.2. Статика сушіння.....	67
2.2.1. Основний сушильний процес .....	67
2.2.2. Основи розрахунку статичних процесів сушіння .....	73
2.2.3. Варіанти основного сушильного процесу .....	83
2.2.4. Сушіння з рециркуляцією .....	85
2.2.5. Сушіння димовими газами.....	90
2.3. Кінетика процесів сушіння .....	98
2.3.1. Види зв'язку вологи з матеріалом.....	100

2.3.2. Рівноважні стани, інтенсивність сушіння .....	100
2.3.3. Основи розрахунку кінетики процесів сушіння .....	106
2.4. Основні конструкції сушарок .....	109
2.5 Контрольні запитання.....	131
3. ПРОЦЕСИ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ. ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ .....	133
3.1 ЗНАЧЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В ХІМІЧНІЙ ІНЖЕНЕРІЇ	134
3.1.1 Використання штучного холоду в галузях економіки .....	134
3.1.2 Історія розвитку процесів штучного охолодження .....	136
3.1.3 Рівні охолодження.....	139
3.1.4 Контрольні запитання.....	140
3.2 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ОТРИМАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ .....	140
3.2.1 Фазовий стан речовини .....	140
3.2.2 Правило фаз Гіббса .....	142
3.2.3 Властивості та параметри стану речовини. Термодинамічні діаграми та таблиці .....	143
3.2.4 Рівняння стану газів .....	149
3.2.5 Контрольні запитання.....	155
3.3. МЕТОДИ ОТРИМАННЯ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР .....	156
3.3.1 Загальні підходи .....	156
3.3.2 Адіабатичне розширення стиснутих робочих речовин.....	158
3.3.3 Контрольні запитання.....	163
3.4 ШТУЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ. ПРИНЦИП РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	164
3.4.1 Основні терміни та визначення .....	164
3.4.2 Загальний принцип роботи холодильної машини .....	165
3.4.3 Зворотний цикл Карно.....	166
3.4.4 Робочі речовини холодильних машин .....	168
3.4.5 Контрольні запитання.....	172

3.5 ПОМІРНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ. ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ.....	172
3.5.1 Класифікація холодильних машин.....	172
3.5.2 Контрольні запитання.....	181
3.6. ЦИКЛИ І ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ БАГАТОСТУПІНЧАСТИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	181
3.6.1 Причини переходу до багатоступінчастого стиснення.....	181
3.6.2 Вибір проміжного тиску.....	182
3.6.3 Цикли та схеми двоступінчастих холодильних машин .....	188
3.6.4 Цикли та схеми трьохступінчастих холодильних машин.....	207
3.6.5 Контрольні запитання.....	212
3.7 КАСКАДНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ .....	213
3.7.1 Сфера застосування каскадних холодильних машин.....	213
3.7.2 Найпростіша каскадна холодильна машина .....	214
3.7.3 Каскадна холодильна машина з теплообмінниками .....	216
3.7.4 Контрольні запитання.....	220
3.8 ІНШІ ХОЛОДИЛЬНІ СИСТЕМИ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В ПРОМИСЛОВОСТІ .....	220
3.8.1 Абсорбційні холодильні системи .....	220
3.8.2 Пароструменеві (ежекторі) системи .....	228
3.8.3 Контрольні запитання.....	234
Перелік посилань.....	238

## ВСТУП

Хімічна технологія є однією з найважливіших галузей промисловості, яка забезпечує сировиною та готовими продуктами практично всі галузі економіки. Незважаючи на надзвичайно широкий асортимент продукції, більшість технологічних ліній включають обмежену кількість типового обладнання, яке може розташовуватися в різноманітному порядку. Дисципліна «Процеси та обладнання хімічних технологій» присвячена вивченню тепло- та масообмінних, механічних та гідрогмеханічних процесів, які відбуваються в обладнанні таких галузей: гірничохімічна; лакофарбова; мікробіологічна; фармацевтична; основна хімія (виробництво азоту, соди, мінеральних добрив, хлору тощо); різні галузі побутової хімії; виробництво синтетичних смол і пластичних мас, плівок і кінофотоматеріалів, хімічних волокон і ниток; виробництво продуктів малотоннажної хімії (хімічних реактивів, добавок, каталізаторів, інгібіторів) та особливо чистих речовин; зрідження й розділення газів; нафтоперероблення й нафтохімія; органічний синтез; виробництво полімерів, еластомерів, матеріалів на їх основі й виробів з них та таке ін.

Для їх реалізації і базується на фундаментальних законах збереження, рівноваги й переносу кількості руху, енергії та маси.

Основою цієї дисципліни є вивчення основних характеристик мікро- й макрокінетики хіміко-технологічних процесів і встановлення параметрів, що є умовами їх реалізації, тобто створення відповідного обладнання. Вирішальну роль при цьому відіграє фізичне й математичне моделювання процесів (зокрема, з використанням систем автоматизованого моделювання, розрахунку й конструювання), яке дозволяє здійснити перехід від теоретичних і лабораторних досліджень до практичної реалізації процесів у промисловості (масштабний перехід).

. Цій дисципліні приділялось багато уваги при підготовці фахівців в рамках наукової школи кафедри «Процеси тепло- масообміну в промисловому обладнанні» започаткованої професором Чорнобильським Й.І. в 1945 році. Посібник

«Машини та апарати хімічних виробництв. Основи теорії і розрахунку», написаний авторським колективом кафедри, витримав три перевидання, а монографія Чорнобильського Й.І. «Випарні установки» – два.

Висловлюємо щирі подяку колективу, який під керівництвом професора Корнієнка Я.М. колективом кафедри у 2011 році видано підручник «Процеси та обладнання хімічної технології» у двох томах. Посібник охоплює основні процеси та обладнання хімічної технології, в ньому наводяться основні теоретичні відомості, необхідні майбутнім фахівцям методика для розрахунку, моделювання та проектування промислового обладнання. Проте сьогодні постала нагальна необхідність перевидати підручник в електронному варіанті, що значно спростить доступ студентів та фахівців до викладеного матеріалу

Тому при підготовці фахівців за спеціальністю G11 Машинобудування (за спеціалізаціями), за відповідними освітніми програмами важливе значення для набуття ними загальних та професійних компетенції, які сформульовані у Стандарті вищої освіти за цією спеціальністю.

## ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Позна- чення	Одиниця виміру	Найменування величини
$a$	$\text{м}^2/\text{с}$	коефіцієнт теплопровідності
$A$	–	поглинальна здатність тіла
$b$	$\text{м} \cdot \text{К}$	константа Віна
$B$	–	співвідношення діаметрів незаізолюваного й заізолюваного об'єктів
$c, c_p$	$\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	питома масова теплоємність за умов сталого тиску
$c_v$	$\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	питома масова теплоємність за умов сталого об'єму
$C$	–	константа
$C$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$	константа випромінювання сірого тіла
$C_s$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$	константа випромінювання абсолютно чорного тіла
$d$	$\text{м}$	діаметр
$d_e$	$\text{м}$	еквівалентний діаметр
$D$	–	відбивна здатність тіла
$E$	$\text{Вт}/\text{м}^2$	випромінювальна здатність твердого тіла
$f$	$\text{м}^2$	елементарна площа
$F$	$\text{м}^2$	площа поверхні
$g$	$\text{м}/\text{с}^2$	прискорення вільного падіння
$\text{grad } T,$ $\nabla T$	$\text{К}/\text{м}$	градієнт температури
$G$	$\text{кг}/\text{с}$	масова витрата
$H$	$\text{м}$	висота
$k$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	коефіцієнт теплопередачі
$k_l$	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	лінійний коефіцієнт теплопередачі



$l$	м	визначальний розмір
$L$	м	довжина
$m$	кг	маса
$M$	кг/кмоль	молярна маса
$\mathbf{n}$	–	напрямок нормалі
$n$	–	кількість
$p$	Па	парціальний тиск
$P$	Па	тиск
$\mathbf{q}$	Вт	вектор теплового потоку
$q$	Вт/м <sup>2</sup>	питомий тепловий потік (густина теплового потоку)
$[q]$	Вт/м <sup>2</sup>	норма густини теплового потоку
$q_L$	Вт/м	лінійний питомий тепловий потік
$[q_L]$	Вт/м	норма лінійної густини теплового потоку
$q_V$	Вт/м <sup>3</sup>	питомий тепловий потік від внутрішніх джерел теплоти
$q_\tau$	Вт/м <sup>3</sup>	дисипативний питомий тепловий потік
$Q$	Дж	кількість теплоти
$\dot{Q}$	Вт	тепловий потік
$r$	м	радіус
$r$	Дж/кг	питома теплота пароутворення (конденсації)
$r, \theta, z$	–	циліндричні координати
$R$	м <sup>2</sup> · К/Вт	термічний опір теплопередачі
$R$	–	пропускна здатність тіла

Позначення	Одиниця виміру	Найменування величини
$R_L$	м · К/Вт	лінійний термічний опір теплопередачі
$S$	м <sup>2</sup>	площа поперечного перерізу
$t$	°С	температура за шкалою Цельсія
$T$	К	абсолютна температура
$\bar{T}$	К	середня температура
$u$	с <sup>-1</sup>	частота відриву парових бульбашок від поверхні нагріву
$V$	м <sup>3</sup>	об'єм
$V_c$	м <sup>3</sup> /с	об'ємна витрата
$w$	м/с	швидкість частинки, потоку
$\bar{w}$	м/с	середня швидкість
$W$	кг/с	масова витрата води або випареної вологи
$W$	Вт	потужність електричного нагрівника
$W$	Вт/К	водяний еквівалент
$x, y, z$	–	прямокутні декартові координати
$\alpha$	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	коефіцієнт тепловіддачі
$\bar{\alpha}$	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	середній коефіцієнт тепловіддачі
$\alpha_x$	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	локальний коефіцієнт тепловіддачі
$\alpha, \gamma, \varphi$	рад	плоский кут
$\beta$	К <sup>-1</sup>	термічний коефіцієнт об'ємного розширення
$\delta$	м	товщина
$\Delta$	–	змінення, перепад
$\Delta p$	Па	перепад тиску
$\Delta t$	□С	перепад температури (температурний напір)
$\Delta \bar{t}$	□С	середній температурний напір
$\varepsilon$	–	ступінь чорноти сірого тіла

$\theta$	К	умовна температура
$\Theta$	–	безрозмірна температура
$\lambda$	Вт/(м · К)	коефіцієнт теплопровідності
$\lambda$	м	довжина хвилі випромінювання
$\lambda/\delta$	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	теплова провідність
$\mu$	Па · с	(динамічна) в'язкість
$\nu$	м <sup>2</sup> /с	коефіцієнт кінематичної в'язкості
$\pi$	–	число «пі»
$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	густина
$\sigma$	Н/м	поверхневий натяг рідини
$\tau$	с	час, тривалість
$\tau$	Па	дотичне напруження
$X$	–	безрозмірна координата
$\nabla^2 T$	К/м <sup>2</sup>	оператор Лапласа температури

### Числа подібності

$Ar = \frac{gl^3}{v^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$	число Архімеда	$K = \frac{q}{r\rho_n d_0 u}$	число фазового переходу (під час кипіння)
$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_\tau}$	число Біо	$K = \frac{r}{c\Delta T}$	число фазового переходу (під час конденсації)
$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	число Ейлера	$Ne = \frac{Pl}{mw^2}$	число Ньютона
$Fo = \frac{a\tau}{l^2}$	число Фур'є	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_p}$	число Нуссельта
$Fr = \frac{gl}{w^2}$	число Фруда	$Pe = \frac{wl}{a}$	число Пекле
$Ga = \frac{gl^3}{v^2}$	число Галілея	$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	число Прандтля
$Gr = \frac{gl^3}{v^2} \beta \Delta T$	число Грасгофа	$Re = \frac{wl}{v}$	число Рейнольдса
$Ho = \frac{w\tau}{l}$	число гомохронності		

## Індекси

Ін-декс	Тлумачення індексу	Ін-декс	Тлумачення індексу
$e$	еквівалентне значення	кип	стосується киплячої рідини
max	максимальне значення	кр	критичне значення
min	мінімальне значення	л	складова випромінювання
$r$	радіальна складова	м	менше значення
$s$	стосується стану насичення	п	стосується пари
$s$	стосується абсолютно чорного тіла	р	стосується рідини
$V$	стосується внутрішніх джерел теплоти	с	стосується стінки
$x, y, z$	проекції на декартові осі координат	т	стосується твердого тіла
б	більше значення	$\tau$	дисипативна складова
в	значення на внутрішньому боці	—	середнє значення
г	значення для пограничного шару	'	початковий стан (стан на вході в апарат)
з	значення на зовнішньому боці	"	кінцевий стан (стан на виході з апарата)
$i$	стосується ізоляції	1	стосується гарячого теплоносія
к	складова конвекції	2	стосується холодного теплоносія
кд	стосується конденсату	[ ]	гранично допустиме значення

## 1. ПРОЦЕСИ ВИПАРЮВАННЯ. ВИПАРНЕ ОБЛАДНАННЯ

Матеріал викладено за авторами [1-11].

*Випарювання* – це часткове видалення з розчину рідкого розчинника шляхом утворення та відведення його парів, що відбувається за температури фазового перетворення (кипіння).

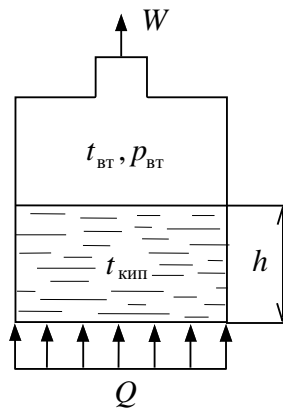
У хімічній, харчовій та інших галузях промисловості цей процес досить розповсюджений, тому що в технологічних процесах часто необхідно одержувати концентровані розчини (аж до утворення твердого осаду) або виділяти з них чистий розчинник.

На процеси випарювання витрачається значна кількість теплової енергії. Наприклад, у цеху середньої продуктивності з виробництва каустичної соди за рік випарюють близько 250 тис. т води, а на цукровому заводі середньої потужності – 100 тис. т. Якщо не враховувати теплові втрати, то тільки на випарювання розчинника для цього необхідно витратити, відповідно, 25 і 10 тис. т вугілля щорічно. Зважаючи на це, дуже важливим є раціональне проектування та експлуатація випарних установок.

Основою випарювання є тепловіддача, супроводжувана зміною агрегатного стану речовини (кипіння), із властивими цьому процесу закономірностями. При цьому слід враховувати, що на відміну від процесу кипіння чистої рідини, під час випарювання розчинів змінюються їхні теплофізичні характеристики, зокрема, і температура кипіння.

Фізичну модель випарювання наведено на рис.1.1. До розчину, який кипить у випарному апараті, шляхом електронагрівання, з димовими газами, але, найчастіше, з насиченою парою, підводиться тепловий потік  $Q$ . Утворювана вторинна пара  $W$  безперервно відводиться. При цьому тиск в апараті  $p_{\text{вт}}$  може підтримуватися як атмосферним, так і нижчим або вищим за нього. Відповідно, змінюватимуться температури кипіння  $t_{\text{кип}}$  і вторинної пари  $t_{\text{вт}}$ , а також концен-

трація розчину. Частину вторинної пари (*екстра-пара*) можна використовувати з іншими виробничими цілями за межами апарата.



**Рис.1.1. Фізична модель випарювання**

### 1.1. Фізичні основи випарювання

Матеріал викладено за авторами [1-11].

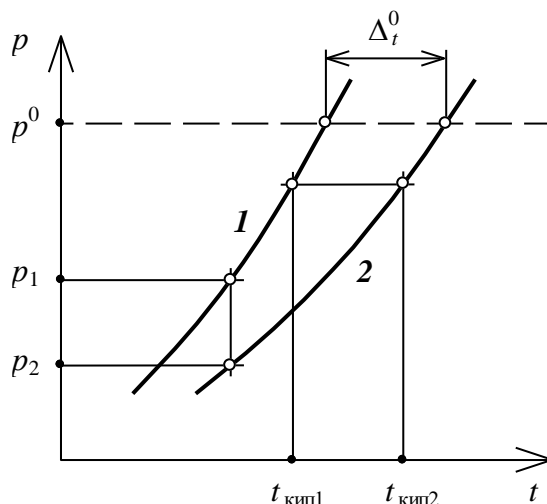
*Розчин* (спрощено) – це суміш двох складових – розчинника та розчиненого, змішування яких може супроводжуватися виділенням чи поглинанням теплової енергії  $\pm q_{\text{кц}}$ . Відповідно, поглинання чи виділення теплової енергії буде супроводжувати й концентрування (*дегідратацію*) розчину під час випарювання. Питома кількість теплоти  $\pm q_{\text{кц}}$ , яка виділяється чи поглинається під час змінення концентрації 1 кг розчиненого, є довідковою величиною, а загальну кількість теплоти  $\pm Q_{\text{кц}} = q_{\text{кц}}G$ , де  $G$  – маса сухої речовини, враховують у тепловому балансі випарювання.

На рис.1.2 наведено типову залежність температури кипіння  $t_{\text{кип}}$  від тиску  $p$  для чистого розчинника 1 і розчину 2. За умов однакового тиску розчин кипить за більш високої температури  $t_{\text{кип}2}$  (яка залежить від концентрації розчину), ніж температура кипіння чистого розчинника  $t_{\text{кип}1}$ . При цьому температури пари над розчином і чистим розчинником є однаковими.

Різниця температур кипіння розчину та чистого розчинника за умов рівного тиску називається *температурною депресією*:

$$\Delta_t = t_{\text{кип}2} - t_{\text{кип}1}.$$

Нормальна депресія  $\Delta_t^0$ , тобто температурна депресія за умов атмосферного тиску  $p^0$  (див. рис.1.2), визначається експериментально для різних розчинів і є довідковою величиною.



**Рис.1.2. Залежність температури кипіння  $t_{\text{кип}}$  від тиску  $p$  для чистого розчинника (1) і розчину (2)**

Якщо довідкові дані відсутні, температурну депресію можна визначити шляхом розрахунків, скориставшись:

*законом Бабо*: відносне зниження тиску пари над розчином певної концентрації є величиною сталою і такою, що не залежить від температури кипіння розчину:

$$(p_1 - p_2)/p_1 = K_1, \text{ або } p_2/p_1 = K_2, \quad (1.1)$$

де  $p_1$  – тиск пари над розчинником, Па;  $p_2$  – тиск пари над розчином, Па (див. рис.1.2);

*правилом лінійності хіміко-технологічних функцій*: співвідношення різниці температур кипіння будь-якого розчину за двох різних тисків і різниці температур кипіння еталонної рідини (наприклад, води) за тих самих тисках є сталою величиною:

$$(t_p'' - t_p')/(t_b'' - t_b') = K. \quad (1.2)$$

*методом нормальних депресій* [2]:

$$\Delta_t = 0,0162 \Delta_t^0 T^2/r, \quad (1.3)$$

де  $\Delta_i^0$  – нормальна температурна депресія, °С;  $T$  – абсолютна температура кипіння чистого розчинника, К;  $r$  – питома теплота пароутворення розчинника, кДж/кг.

## 1.2. Основи розрахунку однокорпусних випарних установок

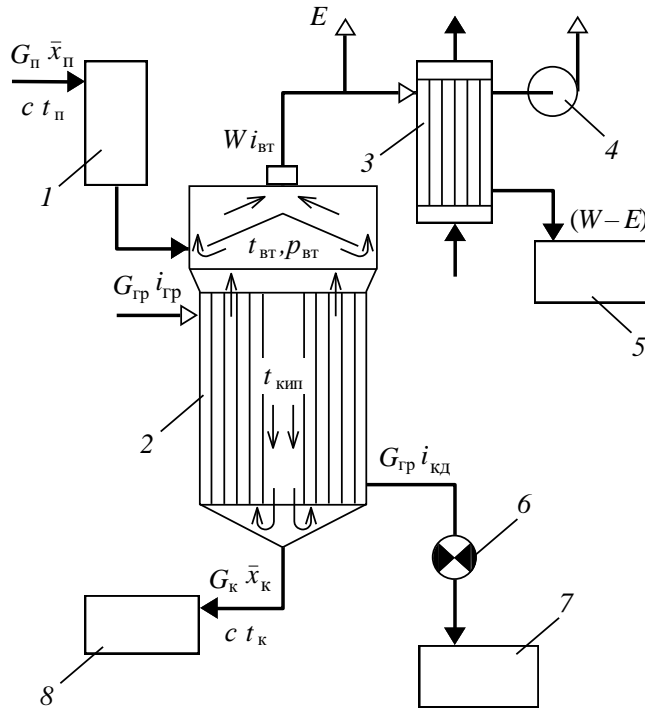
Матеріал викладено за авторами [1-11].

Однокорпусна випарна установка (ОВУ) працює таким чином (рис.1.3). Початковий слабкоконтрований розчин  $G_{\text{п}}$  з масовою часткою розчиненого  $\bar{x}_{\text{п}}$  надходить з ємкості 1 до верхньої частини випарного апарата 2 (на рис.1.3 – кожухотрубного) і розподіляється між трубами, в яких кипить, забираючи теплоту грійної (первинної) пари  $G_{\text{гр}}$ , яка подається в міжтрубний простір. Конденсат грійної пари крізь конденсатовідвідник 6 надходить у збірник 7 або в колову систему генерації первинної пари. Вторинна пара  $W$  прямує в конденсатор 3, а потім – у ємкість 5. Концентрований розчин  $G_{\text{к}}$  з масовою часткою розчиненого  $\bar{x}_{\text{к}}$  надходить у збірник 8.

Якщо необхідно підтримувати в конденсаторі 3 і трубному просторі випарного апарата 2 тиск, нижчий за атмосферний, установку споряджають вакуумнасосом 4. Якщо випарний апарат 2 працює під надлишковим тиском, то з вторинного (трубного) простору може бути відібрана певна кількість екстра-пари  $E$  для інших технологічних потреб.

У випарному апараті будь-якої конструкції намагаються організувати вільну або вимушену циркуляцію розчину. Це необхідно, щоб інтенсифікувати теплообмін під час кипіння, а також щоб зменшити кількість накипу, який утворюється на поверхні тепловіддачі (у наведеному прикладі – на внутрішній поверхні труб).





**Рис.1.3.** Принципова схема однокорпусної випарної установки: 1 – збірник початкового розчину; 2 – випарний апарат; 3 – конденсатор; 4 – вакуум-насос; 5 – збірник вторинного конденсату; 6 – конденсатовідвідник; 7 – збірник конденсату грійної пари; 8 – збірник концентрованого розчину

У розглянутій схемі *вільна циркуляція* в трубному просторі відбувається внаслідок різної густини парорідинної емульсії в трубах. Основну роль у створенні різниці густин відіграє центральна циркуляційна труба, що має діаметр більший, ніж периферійні труби. У цій трубі густина парорідинної емульсії (розчину) вища, ніж у периферійних трубах. Як відомо, площа поверхні труби  $F$  є пропорційною її діаметру, а об'єм  $V$  – квадрату діаметра:

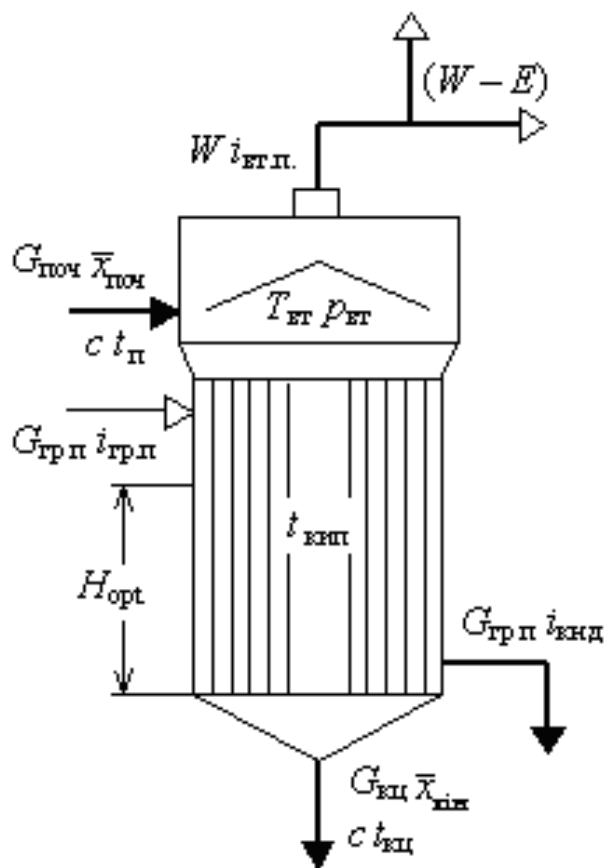
$$F = \pi dH, \text{ і } V = \pi d^2 H / 4.$$

Виходячи з цього, співвідношення  $F/V$  для труби більшого діаметра буде меншим, ніж те саме співвідношення для труб меншого діаметра:

$$(F/V)_б < (F/V)_м.$$

Це означає, що на однаковий об'єм рідини в трубі більшого діаметра припадає менша площа грійної поверхні, внаслідок чого  $\rho_б > \rho_м$ . Остання нерівність є умовою *вільної циркуляції*.

Основним елементом випарної установки є випарний апарат (рис.1.4). Оскільки конструктивно будь-який випарний апарат є теплообмінником, його розрахунок базується на системі рівнянь матеріального й теплового балансів та основного рівняння теплопередачі:



$G_{п}$  – масова витрата початкового розчину, кг/с;  $G_{к}$  – масова витрата концентрованого розчину, кг/с;  $G_{гр}$  – масова витрата грійної пари, кг/с;  $W$  – масова витрата вторинної пари, кг/с;  $E$  – масова витрата екстра-пари, кг/с;  $\bar{x}_п$  – концентрація (масова частка) розчиненого у початковому розчині, % (кг/кг);  $\bar{x}_к$  – концентрація (масова частка) розчиненого у концентрованому розчині, % (кг/кг);  $t_{п}$  – температура початкового розчину, °С;  $t_к$  – температура концентрованого розчину, °С;  $t_{кип}$  – температура кипіння розчину, °С;  $t_{вт}$  – температура вторинної пари, °С;  $p_{вт}$  – тиск вторинної пари, Па;  $c$  – середня питома масова теплоємність розчину, Дж/(кг · К);  $i_{гр}$  – питома масова ентальпія грійної пари, Дж/кг;  $i_{вт}$  – питома масова ентальпія вторинної пари, Дж/кг;  $i_{кнд}$  – питома масова ентальпія конденсату, Дж/кг;  $H_{opt}$  – оптимальна висота рівня розчину в трубах, м

**Рис.1.4. Принципова схема кожухотрубного випарного апарата**

$$\left. \begin{aligned} \sum G_{\text{п}} &= \sum G_{\text{к}} + G_{\text{втр}}, \\ Q_{\text{п}} \pm Q_{\text{з}} \pm Q_{\text{в}} &= Q_{\text{к}} + Q_{\text{втр}}, \\ Q &= kF\Delta\bar{t} \end{aligned} \right\}, \quad (1.4)$$

де  $\sum G_{\text{п}}$  і  $\sum G_{\text{к}}$  – сумарні масові витрати речовини на вході у випарний апарат і на виході з нього, кг/с;  $G_{\text{втр}}$  – масові втрати речовини, кг/с;  $Q_{\text{п}}$  – тепловий потік, підведений із вхідними потоками, Вт;  $Q_{\text{з}}$  і  $Q_{\text{в}}$  – тепловий потік від зовнішніх і внутрішніх джерел, Вт;  $Q_{\text{к}}$  – тепловий потік, відведений з апарата, Вт;  $Q_{\text{втр}}$  – теплові втрати, Вт;  $Q$  – тепловий потік від грійної пари, що конденсується, до розчину, який кипить (теплове навантаження апарата), Вт;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площа поверхні теплопередачі, м<sup>2</sup>;  $\Delta\bar{t}$  – середня різниця температур грійної пари та розчину, °С.

*Основною метою розв’язання системи (1.4) є визначення площі поверхні теплопередачі  $F$ , у даному випадку – площі поверхні грійної камери.*

### 1.2.1. Матеріальний баланс

Матеріал викладено за авторами [1-11].

*Метою розв’язання матеріального балансу є визначення продуктивності випарного апарата за всіма потоками.*

У разі відсутності втрат речовини *загальний матеріальний баланс:*

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}} + W, \quad (1.5)$$

де  $G_{\text{п}}$  і  $G_{\text{к}}$  – масові витрати початкового й концентрованого розчинів, кг/с;  $W$  – масова витрата вторинної пари, кг/с.

*Матеріальний баланс за сухою розчиненою речовиною (розчиненим):*

$$G_{\text{п}}\bar{x}_{\text{п}} = G_{\text{к}}\bar{x}_{\text{к}}, \quad (1.6)$$

де  $\bar{x}_{\text{п}}$  – масова частка розчиненої речовини у початковому розчині, кг/кг;  $\bar{x}_{\text{к}}$  – масова частка розчиненої речовини в концентрованому розчині, кг/кг.

У рівняння (1.5) і (1.6) входять п’ять величин ( $G_{\text{п}}$ ,  $G_{\text{к}}$ ,  $W$ ,  $\bar{x}_{\text{п}}$  і  $\bar{x}_{\text{к}}$ ). У технічних завданнях на проектування випарних установок зазвичай задають величини

$G_{\text{п}}$ ,  $\bar{x}_{\text{п}}$  і  $\bar{x}_{\text{к}}$ . Виходячи з цього, можна визначити продуктивність випарного апарата за упареним розчином:

$$G_{\text{к}} = G_{\text{п}} \bar{x}_{\text{п}} / \bar{x}_{\text{к}} \quad (1.7)$$

і випареним розчинником:

$$W = G_{\text{п}} - G_{\text{к}} = G_{\text{п}} - G_{\text{п}} \bar{x}_{\text{п}} / \bar{x}_{\text{к}} = G_{\text{п}} (1 - \bar{x}_{\text{п}} / \bar{x}_{\text{к}}). \quad (1.8)$$

### 1.2.2. Тепловий баланс

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Метою розв'язання теплового балансу є визначення кількості теплоти, необхідної для випарювання розчину.

Скориставшись рис.1.4, можна скласти таку таблицю підведення й відведення теплової енергії:

Підведено:	Відведено:
з початковим розчином $G_{\text{п}} c_{\text{п}} t_{\text{п}}$	з концентрованим розчином $G_{\text{к}} c_{\text{к}} t_{\text{к}}$ , або $(G_{\text{п}} - W) c_{\text{к}} t_{\text{к}}$
з грійною парою $G_{\text{гр}} i_{\text{гр}}$	з конденсатом $G_{\text{гр}} i_{\text{кд}}$ із вторинною парою $W i_{\text{вт}}$ внаслідок концентрування розчину $Q_{\text{кц}}$ теплові втрати $Q_{\text{втр}}$

Тоді рівняння теплового балансу набуде вигляду:

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} t_{\text{п}} + G_{\text{гр}} i_{\text{гр}} = (G_{\text{п}} - W) c_{\text{к}} t_{\text{к}} + W i_{\text{вт}} + G_{\text{гр}} i_{\text{кд}} + Q_{\text{кц}} + Q_{\text{втр}}, \quad (1.9)$$

де  $G_{\text{п}}$  – масова витрата початкового розчину, кг/с;  $c_{\text{п}}$  і  $c_{\text{к}}$  – питомі масові теплоємності початкового і концентрованого розчинів, Дж/(кг · К);  $t_{\text{п}}$  і  $t_{\text{к}}$  – температури початкового й концентрованого розчинів, К;  $G_{\text{гр}}$  – масова витрата грійної пари, кг/с;  $i_{\text{гр}}$ ,  $i_{\text{вт}}$ ,  $i_{\text{кд}}$  – питомі масові ентальпії грійної і вторинної пари та конденсації.

сату, Дж/кг;  $Q_{\text{кц}}$  – тепловий потік, що виникає внаслідок концентрування розчину, Вт.

Тепловий потік  $Q_{\text{кц}}$  дорівнює різниці інтегральних теплот розчинення сухої речовини у вихідному й концентрованому розчинах:

$$Q_{\text{кц}} = (q_{\text{п}} - q_{\text{к}}) G_{\text{к}} \bar{x}_{\text{к}} = (q_{\text{п}} - q_{\text{к}}) (G_{\text{п}} - W) \bar{x}_{\text{к}},$$

де  $q_{\text{п}}$  і  $q_{\text{к}}$  – питомі теплоти розчинення сухої речовини у початковому й концентрованому розчинах, Дж/кг.

Теплота, що виникає внаслідок концентрування розчину (*теплота дегідратації*), якій відповідає тепловий потік  $Q_{\text{кц}}$ , може як поглинатися, так і виділятися. В останньому випадку доданок  $Q_{\text{кц}}$  перебуватиме в лівій частині рівняння (1.9).

Зазвичай, питома масова теплоємність під час концентрування розчину змінюється незначно, тобто  $c_{\text{п}} = c_{\text{к}} = c$ , а потоком  $Q_{\text{кц}}$  можна знехтувати. З урахуванням цього,

$$G_{\text{гр}} = \frac{(G_{\text{п}} - W) ct_{\text{к}} + Wi_{\text{вт}} + Q_{\text{втр}} - G_{\text{п}} ct_{\text{п}}}{i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}}} = \frac{Q}{i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}}}; \quad G_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{п}} ct_{\text{к}} - W ct_{\text{к}} + Wi_{\text{вт}} + Q_{\text{втр}} - G_{\text{п}} ct_{\text{п}}}{i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}}},$$

$$G_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{п}} c (t_{\text{к}} - t_{\text{п}}) + W (i_{\text{вт}} - ct_{\text{к}}) + Q_{\text{втр}}}{i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}}}, \quad (1.10)$$

де  $c$  – середня масова теплоємність розчину, Дж/(кг · К).

Якщо розчин надходить у випарний апарат, підігрітий у додатковому нагрівнику до температури  $t_{\text{к}}$ , тобто коли  $t_{\text{п}} = t_{\text{к}}$ , а тепловими втратами  $Q_{\text{втр}}$  можна знехтувати, то

$$G_{\text{гр}} = \frac{W (i_{\text{вт}} - ct_{\text{к}})}{i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}}} = W \frac{r_{\text{вт}}}{r_{\text{гр}}} \approx W. \quad (1.11)$$

Таким чином, якщо мова йде про водні розчини, то на випарювання 1 кг води теоретично слід витратити близько 1 кг пари. Насправді питома теплота пароутворення вторинної пари дещо більша, аніж грійної ( $r_{\text{вт}} > r_{\text{гр}}$ ), а теплові втрати  $Q_{\text{втр}}$  становлять 3...5 % від загального теплового навантаження  $Q = G_{\text{гр}}(i_{\text{гр}} - i_{\text{кд}})$ . Тому  $G_{\text{гр}} = (1,2...1,3)W$ .

### 1.2.3. Теплопередача у випарному апараті

Матеріал викладено за авторами [1-11].

До основного рівняння теплопередачі  $Q = kF\Delta\bar{t}$ , яке дає змогу визначити площу поверхні теплообміну, входить коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.12)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі з боку більш нагрітого та менш нагрітого теплоносіїв, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\delta_i$  – товщина шару стінки, крізь яку відбувається теплопередача, м;  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності шару стінки, Вт/(м · К);  $n$  – кількість шарів у стінці.

У випарній техніці як основний теплоносіїв використовують насичену водяну пару. У цьому випадку схема теплопередачі в трубці вертикального випарного апарата з грійною камерою кожухотрубного типу набуде вигляду, зображеного на рис.1.5.

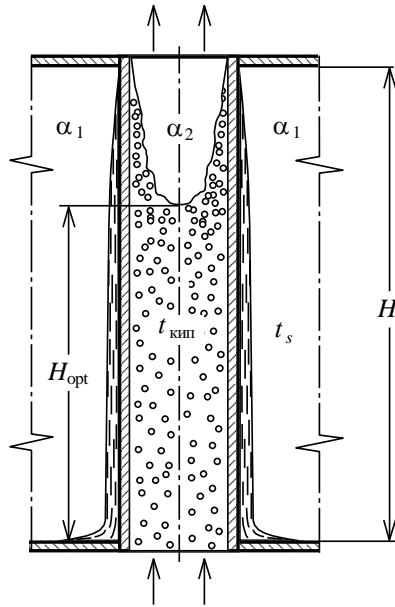
Для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_1$  від пари, що конденсується на зовнішній поверхні труб, можна скористатися критеріальним рівнянням [1]:

$$Nu = 1,15(Ga Pr K)^{0,25}, \quad (1.13)$$

або

$$\frac{\alpha_1 H}{\lambda} = 1,15 \left( \frac{g H^3}{\nu^2} \frac{c \mu}{\lambda} \frac{r}{c \Delta t} \right)^{0,25},$$

де  $Nu$  – число Нуссельта;  $Ga$  – число Галілея;  $Pr$  – число Прандтля;  $K$  – критерій конденсації;  $H$  – висота теплообмінної трубки, м;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м · К);  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\nu$  – кінематична в'язкість конденсату, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – динамічна в'язкість конденсату, Па · с;  $r$  – питома масова теплота пароутворення конденсату, Дж/кг;  $c$  – питома масова теплоємність конденсату, Дж/(кг · К);  $\Delta t = t_{\text{гр}} - t_{\text{ст}}$  – різниця між температурами грійної пари та стінки з боку грійної пари, К.



**Рис.1.5. Схема теплопередачі в трубці кожухотрубного випарного апарата**

Визначальною температурою в рівнянні (1.13) є середня температура плівки конденсату  $(t_{гр} + t_{c1})/2$ , визначальним розміром – висота теплообмінної труби  $H$ .

Зазвичай висота шару рідини, що кипить у теплообмінній трубці, менша від її загальної висоти  $H$ . З огляду на це вводять поняття *оптимальної висоти рідини*  $H_{opt}$ , що відповідає тій швидкості догірного руху пари, за якої вона в змозі підняти плівку рідини до кінця теплообмінної труби. Як правило,  $H_{opt} \approx 2/3H$ . Менше значення висоти може призвести до «висихання» плівки у верхній частині труб, більше – погіршує тепловіддачу внаслідок зростання гідростатичного тиску та зменшення корисної різниці температур (див. п.1.2.4). Для точніших розрахунків  $H_{opt}$  можна скористатися рекомендаціями посібників [4, 5].

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  з боку розчину, що кипить у трубах, можна скористатися критеріальним рівнянням

$$Nu = 54 K^{0.6} Pr^{-0.3}, \quad (1.14)$$

або

$$\frac{\alpha_2}{\lambda_p} \sqrt{\frac{\sigma_p}{(\rho_p - \rho_{вт}) g}} = 54 \left( \frac{q}{r_{вт} \rho_{вт} d_0 u} \right)^{0.6} \left( \frac{c_p \mu_p}{\lambda_p} \right)^{-0.3},$$

де  $K$  – критерій кипіння;  $\lambda_p$  – середній коефіцієнт теплопровідності розчину, Вт/(м · К);  $\sigma_p$  – середній поверхневий натяг розчину, Н/м;  $\rho_p$  – середня густина розчину, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{вт}$  – густина вторинної пари, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $q$  – питомий тепловий потік (питоме теплове навантаження), Вт/м<sup>2</sup>;  $r_{вт}$  – питома масова теплота пароутворення розчину, Дж/кг;  $d_0$  – діаметр парової бульбашки в момент відриву, м;  $u$  – частота відриву парових бульбашок, с<sup>-1</sup>;  $c_p$  – питома масова теплоємність розчину, Дж/(кг · К);  $\mu_p$  – динамічна в'язкість розчину, Па · с.

Визначальною температурою в рівнянні (1.14) є температура кипіння розчину  $t_{кип}$  з масовою часткою розчиненої речовини  $(\bar{x}_n + \bar{x}_k)/2$ , визначальним розміром – діаметр парової бульбашки в момент відриву. Добуток  $d_0u$  можна визначити як

$$d_0u = 280 \left( \rho_{вт}^0 / \rho_{вт} \right)^{1,1},$$

де 280 – значення добутку  $d_0u$  за атмосферного тиску;  $\rho_{вт}^0$  – густина вторинної пари за атмосферного тиску, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{вт}$  – густина вторинної пари за умов даного тиску, кг/м<sup>3</sup>.

Застосування формули (1.14) передбачає ітераційний розрахунок, тому що для визначення коефіцієнта тепловіддачі потрібно знати питомий тепловий потік, який, у свою чергу, залежить від коефіцієнта тепловіддачі.

Термічний опір стінки труби випарного апарата складатиметься з термічних опорів матеріалу труби та шару осаду, який утворився на її поверхні під час випарювання:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_o}{\lambda_o}, \quad (1.15)$$

де  $\delta_c$  і  $\delta_o$  – товщини стінки труби та осаду, м;  $\lambda_c$  і  $\lambda_o$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалу труби та осаду, Вт/(м · К).

Оскільки точно визначити термічний опір шару осаду практично неможливо, його вплив на теплопередачу враховують, вводячи поправний коефіцієнт  $\phi = 0,7 \dots 0,8$ , а коефіцієнт теплопередачі визначають як  $k_\phi = \phi k$ .



### 1.2.4. Корисна різниця температур

Матеріал викладено за авторами [1-11].

В основне рівняння теплопередачі  $Q = kF\Delta\bar{t}$ , входить середня різниця температур  $\Delta\bar{t}$ , що є рушійною силою теплопередачі.

Під час випарювання змінення температур пари та розчину вздовж поверхні теплопередачі  $F$  не відбувається, тому що теплообмін супроводжується зміною агрегатного стану (рис.1.6).

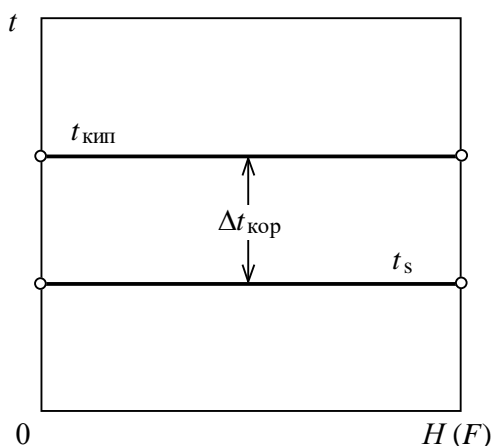


Рис.1.6. Температурна схема процесу випарювання

Істинною рушійною силою в цьому випадку є *корисна різниця температур*  $\Delta t_{\text{кор}}$ , яка дорівнює різниці між температурами конденсації пари та кипіння розчину:

$$\Delta t_{\text{кор}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кип}}.$$

Визначення  $\Delta t_{\text{кор}}$  пов'язане з сумарними температурними втратами  $\Sigma\Delta t$ , що супроводжують випарювання:

$$\Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{заг}} - \Sigma\Delta t = t_{\text{гр}} - t_{\text{вт}} - (\Delta t + \Delta t_{\text{гс}}), \quad (1.16)$$

де  $\Delta t_{\text{заг}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{вт}}$  – загальна (максимальна) різниця температур, °С (відома з технічного завдання або обирається проектувальником за тисками грійної та вторинної пари:  $t_{\text{гр}} = f(p_{\text{гр}})$  і  $t_{\text{вт}} = f(p_{\text{вт}})$ );  $\Delta t$  – температурна депресія, °С;  $\Delta t_{\text{гс}}$  – гідростатичні температурні втрати, °С.

Гідростатичні температурні втрати  $\Delta t_{\text{гс}}$  можна визначити за приростом гідростатичного тиску стовпа рідини, що кипить,

$$\Delta p = p_{\text{вт}} + \rho g H_{\text{опт}}/2, \quad (1.17)$$

і пов'язаного з цим підвищенням температури.

### 1.2.5. Методика проектного розрахунку випарної установки

Матеріал викладено за авторами [1-11].

У технічному завданні на проектування звичайно задають масову витрату вихідного розчину  $G_{\text{п}}$ , а також масові частки розчиненого  $\bar{x}_{\text{п}}$  і  $\bar{x}_{\text{к}}$  у вихідному й концентрованому розчинах. Задають чи обирають абсолютний тиск  $p_{\text{гр}}$  (або температуру  $t_{\text{гр}}$ ) грійної пари, абсолютний тиск  $p_{\text{вт}}$  (або температуру  $t_{\text{вт}}$ ) вторинної пари.

Ці дані дозволяють, записавши тепловий і матеріальний баланси, визначити з них продуктивність випарного апарата за упареним розчином  $G_{\text{к}}$  і випареним розчинником  $W$ , масову витрату грійної пари  $G_{\text{гр}}$ , теплове навантаження випарного апарата  $Q$ , а також корисну різницю температур  $\Delta t_{\text{кор}}$ . Визначивши за допомогою критеріальних рівнянь коефіцієнт теплопередачі  $k$ , можна за основним рівнянням теплопередачі обчислити площу поверхні теплопередачі

$$F = Q / (k \Delta t_{\text{кор}}). \quad (1.18)$$

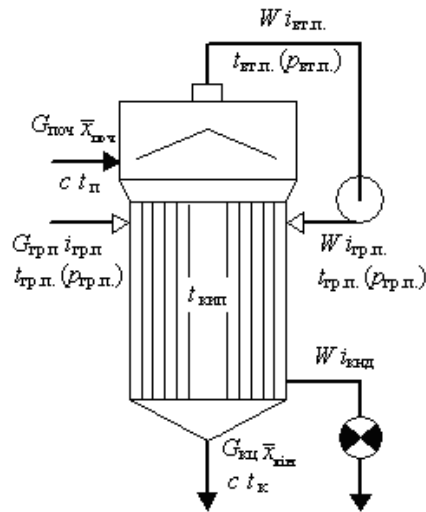
За площею поверхні теплопередачі  $F$ , обирають стандартний чи проектують оригінальний випарний апарат і всю установку в цілому.

### 1.2.6. Випарні установки з тепловим насосом

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Певну кількість грійної пари можна зекономити, якщо після запуску установки з використанням первинної пари надалі застосовувати як грійну вторинну пару  $W$ . З цією метою її адіабатично стискають у компресорі від  $p_{\text{вт}}$  до  $p_{\text{гр}}$  (рис.1.7).

Економічність застосування такого методу визначається за співвідношенням вартості енергії, споживаної на стискання вторинної пари, і вартості витраченої первинної пари.



**Рис.1.7. Схема випарної установки з тепловим насосом**

Енергетичні витрати на тепловий насос є пропорційними різниці температур грійної та вторинної пари, яка у свою чергу залежить від величини температурної депресії випарюваного розчину. Через це застосування установок із тепловим насосом для випарювання розчинів зі значною температурною депресією (понад 15 °С) є недоцільним. Як правило, подібні установки використовують для випарювання термічно чутливих (термолабільних) розчинів, тобто за умов невисоких температур кипіння й незначних температурних депресій.

### 1.3. Багатокорпусні випарні установки

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Головною метою використання багатокорпусних випарних установок (БВУ) є економія енергії шляхом зменшення витрати грійної пари. Основною особливістю будь-якої БВУ є подача в перший корпус грійної (первинної) пари. Вторинна пара першого корпусу є грійною (первинною) для другого та таке ін.

Теоретично, застосування МВУ з кількістю корпусів, яке дорівнює  $n$ , надає можливість за допомогою 1 кг грійної пари видалити з розчину  $n$  кг вторинної пари, тобто *економія грійної пари є пропорційною кількості корпусів БВУ*.

### 1.3.1. Основні функціональні схеми багатокорпусних випарних установок

Матеріал викладено за авторами [1-11].

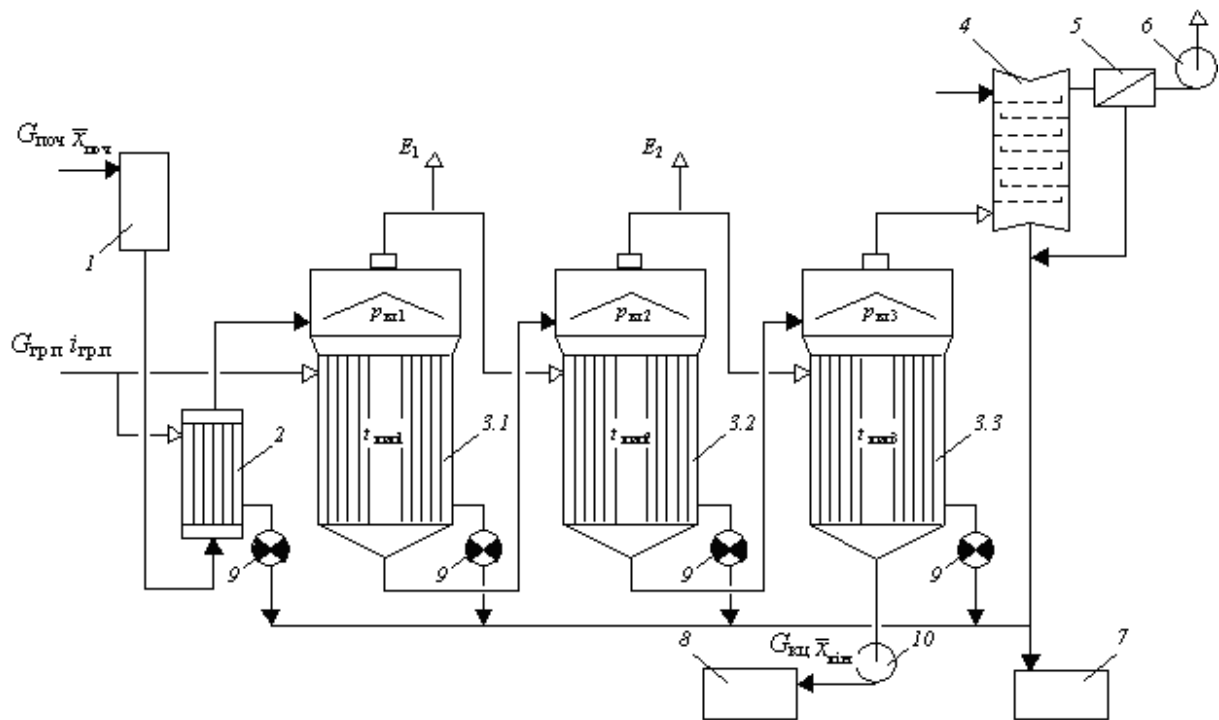
*Прямотечійна схема* БВУ (рис.1.8) передбачає паралельний рух розчину та грійної пари. Оскільки тиск вторинної пари від корпусу до корпусу зменшується ( $p_{вт1} > p_{вт2} > p_{вт3}$ ), то розчин рухається самочинно, тобто відпадає необхідність встановлення насосів для перекачування розчину. Відповідно, внаслідок зниження тиску, розчин у кожному наступному корпусі кипить за нижчої температури ( $t_{кип1} > t_{кип2} > t_{кип3}$ ). Через це розчин, потрапляючи в кожний наступний корпус, частково самовипаровується.

Останній корпус може працювати під вакуумом. Тоді після нього встановлюється барометричний конденсатор. Випарений (концентрований) розчин збирають після проходження ним останнього корпусу.

Недоліком прямотечійної схеми БВУ є зменшення інтенсивності теплопередачі під час руху розчину з корпусу в корпус, внаслідок зниження температури грійної пари та зростання в'язкості розчину.

У *протитечійній схемі* БВУ (рис.1.9) розчин та грійна пара рухаються назустріч. Умова використання вторинної пари попереднього корпусу як грійної для кожного наступного зберігається. Зберігаються також співвідношення між тисками вторинної пари  $p_{вт1} > p_{вт2} > p_{вт3}$  та її температурами  $t_{кип1} > t_{кип2} > t_{кип3}$ . Однак зустрічний рух розчину та грійної пари вимагає встановлення між корпусами перекачувальних насосів.

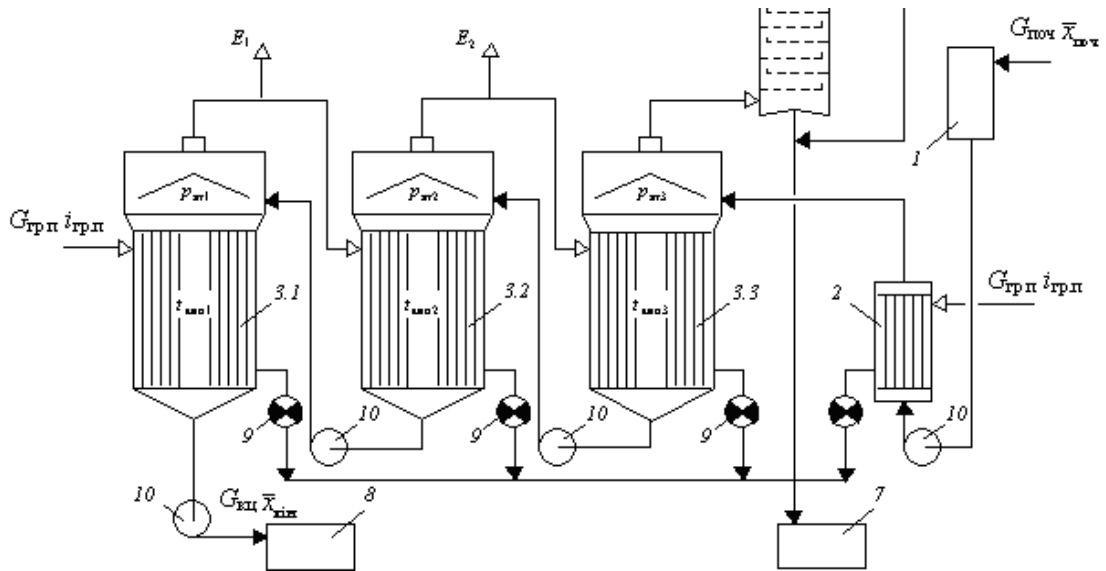
У протитечійних БВУ інтенсивність теплопередачі за корпусами практично не змінюється, оскільки в першому корпусі найбільш концентрований розчин випарюється, приймаючи теплоту від первинної грійної пари, а в останньому теплопередача відбувається між найменш концентрованим розчином і грійною (вторинною) парою з низькими параметрами.



**Рис.1.8. Принципова схема протічній багатокорпусній випарній установці: 1 – збірник вихідного розчину; 2 – теплообмінник-підігрівач; 3.1, 3.2, 3.3 – корпуси випарній установці; 4 – барометричний конденсатор; 5 – вловлювач вологи; 6 – вакуум-насос; 7 – збірник конденсату; 8 – збірник концентрованого розчину; 9 – конденсатовідвідник; 10 – насос**

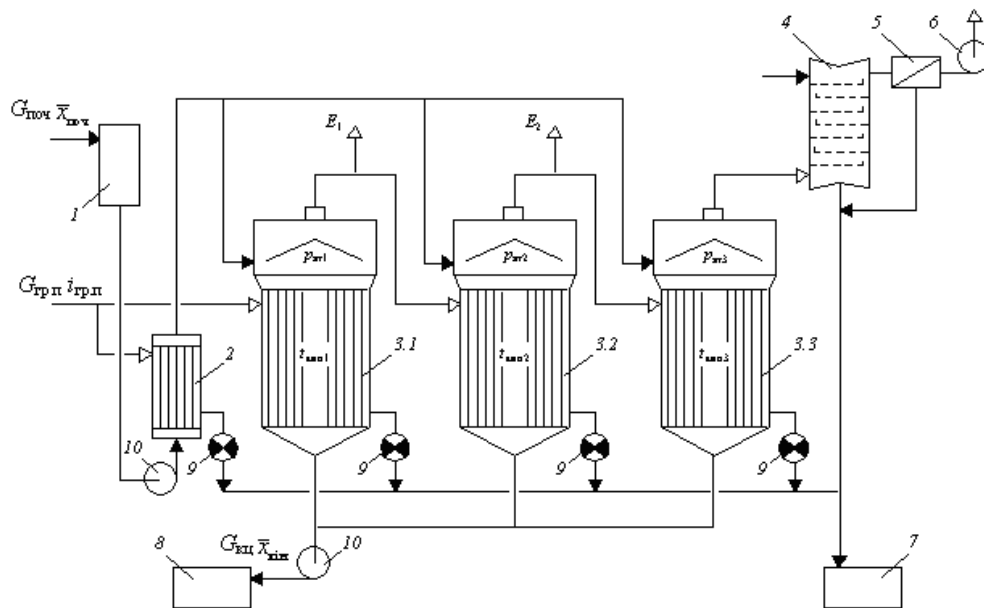
Головний недолік протічній БВУ полягає в необхідності встановлення додаткового обладнання (перекачувальних насосів) і пов'язаних з цим більших витрат. Однак цей недолік дещо компенсується можливістю випарювати розчини до більшої кінцевої концентрації.

У паралельній схемі БВУ (схемі з паралельним рухом пари й розчину) початковий розчин надходить відразу в усі корпуси та має майже однакову кінцеву концентрацію (рис.1.10). При цьому зберігається умова використання вторинної пари попереднього корпусу як грійної для кожного наступного. Зберігаються також співвідношення між тисками вторинної пари  $p_{вт1} > p_{вт2} > p_{вт3}$  та її температурами  $t_{кип1} > t_{кип2} > t_{кип3}$ .



**Рис.1.1. Принципова схема протитечійної багатокорпусної випарної установки:**

**1** – збірник вихідного розчину; **2** – теплообмінник-підігрівач; **3.1, 3.2, 3.3** – корпуси випарної установки; **4** – барометричний конденсатор; **5** – вловлювач вологи; **6** – вакуум-насос; **7** – збірник конденсату; **8** – збірник концентрованого розчину; **9** – конденсатовідвідник; **10** – насос



**Рис.1.10. Принципова схема багатокорпусної випарної установки з паралельним рухом пари й розчину:** **1** – збірник вихідного розчину; **2** – теплообмінник-підігрівач; **3.1, 3.2, 3.3** – корпуси випарної установки; **4** – барометричний конденсатор; **5** – вловлювач вологи; **6** – вакуум-насос; **7** – збірник конденсату; **8** – збірник концентрованого розчину; **9** – конденсатовідвідник; **10** – насос

Установки з паралельною схемою застосовують для випарювання слабоконцентрованих розчинів, коли не вимагається значно підвищувати концентрацію, або для концентрування насичених розчинів, коли можливе виділення твердої фази або забруднення трубопроводів під час перекачування розчину з корпусу в корпус.

### 1.3.2. Основи розрахунку та проектування багатокорпусних випарних установок

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Основним призначенням багатокорпусних випарних установок (БВУ) також є видалення розчинника, тобто концентрування вихідного розчину від  $G_{\text{п}}$  і  $\bar{x}_{\text{п}}$  до  $G_{\text{к}}$  і  $\bar{x}_{\text{к}}$ . Однак при цьому процес випарювання відбувається не в одному, а в декількох корпусах.

Оскільки концентрування розчину в БВУ відбувається дискретно за корпусами, розрахунок установок такого типу має певні особливості, хоча головною метою розрахунків залишається визначення площі поверхні теплопередачі в кожному корпусі

$$F_i = Q_i / (k_i \Delta t_{\text{кор},i}). \quad (1.19)$$

При цьому використовуються рівняння матеріального й теплового балансів (1.5–1.11) та основне рівняння теплопередачі.

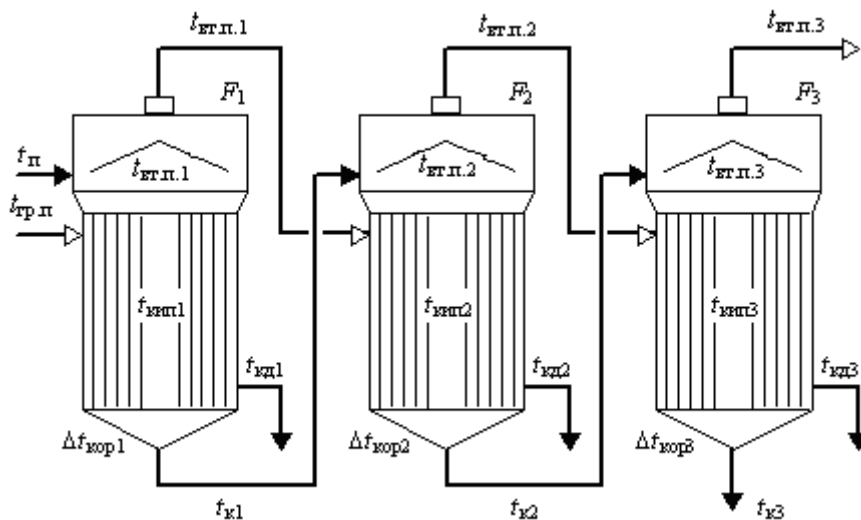
#### 1.3.2.1. Розподіл корисної різниці температур за корпусами

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Розглянемо схему, за якою здійснюється розподіл корисної різниці температур за корпусами на прикладі трикорпусної прямотечійної випарної установки (рис.1.11).

Оскільки під час розрахунку задаються чи обираються проектувальником температура грійної пари на вході в перший корпус  $t_{гр1}$  і температура вторинної пари на виході з останнього корпусу  $t_{вт3}$ , то загальна різниця температур

$$\Delta t_{зар} = t_{гр1} - t_{вт3}. \quad (1.20)$$



**Рис.1.11. Схема розподілу корисної різниці температур за корпусами трикорпусної прямоотечійної випарної установки**

Через наявність температурних втрат загальна різниця температур не реалізується в БВУ повністю. Якщо виключити температурні втрати, одержимо загальну корисну різницю температур

$$\sum \Delta t_{кор} = \sum_{i=1}^3 \Delta t_{кор,i} = \Delta t_{зар} - \sum_{i=1}^3 \Delta_i, \quad (1.21)$$

де  $\sum_{i=1}^3 \Delta_i$  – сума температурних втрат у трикорпусній випарній установці, °С.

Якщо кількість корпусів дорівнюватиме  $n$ , вираз (1.21) набуде вигляду:

$$\sum \Delta t_{кор} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{кор,i} = \Delta t_{зар} - \sum_{i=1}^n \Delta_i,$$

або

$$\sum \Delta t_{кор} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{кор,i} = t_{гр1} - t_{вт,n} - \left( \sum_{i=1}^n \Delta_{t,i} + \sum_{i=1}^n \Delta_{rc,i} + \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{r,i} \right), \quad (1.22)$$



де  $\sum_{i=1}^n \Delta_{t,i}$  – сума температурних депресій у БВУ, °С;  $\sum_{i=1}^n \Delta_{гс,i}$  – сума гідростатичних температурних втрат у БВУ;  $\sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{г,i}$  – сума гідравлічних температурних втрат у БВУ.

*Гідравлічними температурними втратами* називають зниження температури під час переміщення вторинної пари між корпусами. Приймається, що під час переміщення з одного корпусу в другий вторинна пара охолоджується на 1 °С, тобто

$$\sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{г,i} = (n-1) \text{ °С.}$$

Температурна депресія в кожному корпусі БВУ визначається за рекомендаціями, наведеними в п.1.1, а гідростатичні температурні втрати – за рекомендаціями п.1.2.4.

Таким чином, загальну корисну різницю температур БВУ

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{\text{кор},i} = \Delta t_{\text{кор}1} + \Delta t_{\text{кор}2} + \Delta t_{\text{кор}3} + K + \Delta t_{\text{кор},n}$$

слід розподілити за корпусами, тобто визначити  $\Delta t_{\text{кор}1}$ ,  $\Delta t_{\text{кор}2}$  тощо для кожного корпусу.

Щоб розподілити загальну корисну різницю температур (1.22) між корпусами, можна використати один з трьох методів.

*Розподіл загальної корисної різниці температур за температурами вторинної пари*

Попередньо призначають температури вторинної пари в корпусах  $t_{\text{вт}1}$ ,  $t_{\text{вт}2}$ , ...,  $t_{\text{вт},n}$ , а також загальна різниця температур  $\Delta t_{\text{заг}}$ .

Тоді за  $\Delta t_{\text{заг}}$  і вибраним значенням температури вторинної пари в останньому корпусі (на схемі, зображеній на рис.1.11, – за  $t_{\text{вт}3}$ ) можна визначити температуру кипіння розчину в останньому корпусі (на рис. 1.11 –  $t_{\text{кип}3}$ ):

$$t_{\text{кип}3} = t_{\text{вт}3} + \Delta_{t3} + \Delta_{гс3}, \text{ ТОДІ } \Delta t_{\text{кор}3} = t_{\text{вт}2} - t_{\text{кип}3};$$

$$t_{\text{кип}2} = t_{\text{вт}2} + \Delta_{t2} + \Delta_{гс2}, \text{ ТОДІ } \Delta t_{\text{кор}2} = t_{\text{вт}1} - t_{\text{кип}2};$$

$$t_{\text{кип}1} = t_{\text{вт}1} + \Delta_{t1} + \Delta_{гс1}, \text{ ТОДІ } \Delta t_{\text{кор}1} = t_{гп1} - t_{\text{кип}1}.$$

Щоб забезпечити необхідну інтенсивність теплопередачі в корпусах БВУ,  $\Delta t_{\text{кор},i}$  має перевищувати 5 °С. Тому тепер можна уточнити вибране значення  $\Delta t_{\text{заг}}$  і, за необхідності, змінити температури  $t_{\text{гр1}}$  і  $t_{\text{вт3}}$ .

Описаний метод зручніше використовувати для попереднього розподілу загальної корисної різниці температур, особливо коли технологічною схемою передбачений відбір екстра-пари.

*Розподіл загальної корисної різниці температур з умови рівності площ поверхонь теплопередачі в корпусах:*

$$F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_n.$$

Загальна корисна різниця температур БВУ

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{\text{кор},i} = \Delta t_{\text{кор1}} + \Delta t_{\text{кор2}} + \Delta t_{\text{кор3}} + \dots + \Delta t_{\text{кор},n}$$

З урахуванням основного рівняння теплопередачі (1.18) для кожного з  $n$  корпусів випарної установки (див. рис.1.11):

$$\Delta t_{\text{кор1}} = \frac{Q_1}{k_1} \frac{1}{F_1}, \quad \Delta t_{\text{кор2}} = \frac{Q_2}{k_2} \frac{1}{F_2}, \quad \Delta t_{\text{кор},n} = \frac{Q_n}{k_n} \frac{1}{F_n}. \quad (1.23)$$

Замінивши  $F_1, F_2, \dots, F_n$  на  $F$ , одержимо

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = \frac{1}{F} \left( \frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{k_n} \right) = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}, \quad \text{або} \quad \frac{1}{F} = \frac{\sum \Delta t_{\text{кор}}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}}. \quad (1.24)$$

Замінивши  $1/F_1, 1/F_2, \dots, 1/F_n$  на  $1/F$ , підставимо вираз (1.24) у (1.23):

$$\Delta t_{\text{кор1}} = \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}, \quad \Delta t_{\text{кор2}} = \frac{\frac{Q_2}{k_2}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}, \quad \Delta t_{\text{кор},n} = \frac{\frac{Q_n}{k_n}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}.$$

Таким чином, для будь-якого корпуса  $m$ :

$$\Delta t_{\text{кор},m} = \frac{\frac{Q_m}{k_m}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}, \quad (1.25)$$

де  $\sum \Delta t_{\text{кор}}$  визначають за формулою (1.22).

Основною перевагою описаного методу є уніфікація корпусів, що спрощує їх обслуговування та ремонт.

Розподіл загальної корисної різниці температур з умови забезпечення мінімальної площі поверхні теплопередачі в БВУ:

$$\sum F \rightarrow \min$$

Розглянемо задачу на прикладі двокорпусної випарної установки, для якої

$$\sum \Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{кор1}} + \Delta t_{\text{кор2}}, \text{ або } \Delta t_{\text{кор2}} = \sum \Delta t_{\text{кор}} - \Delta t_{\text{кор1}}.$$

З урахуванням цього, можна записати сумарну площу поверхні корпусів БВУ з основного рівняння теплопередачі (1.18), як:

$$\sum F = F_1 + F_2 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_{\text{кор1}}} + \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_{\text{кор2}}} = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_{\text{кор1}}} + \frac{Q_2}{k_2 (\sum \Delta t_{\text{кор}} - \Delta t_{\text{кор1}})}.$$

Площа поверхні теплопередачі БВУ буде мінімальною, коли

$$\frac{d(\sum F)}{d(\Delta t_{\text{кор1}})} = 0,$$

або, після диференціювання:

$$-\frac{Q_1}{k_1 \Delta t_{\text{кор1}}^2} + \frac{Q_2}{k_2 (\sum \Delta t_{\text{кор}} - \Delta t_{\text{кор1}})^2} = -\frac{Q_1}{k_1 \Delta t_{\text{кор1}}^2} + \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_{\text{кор2}}^2} = 0, \quad \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_{\text{кор1}}^2} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_{\text{кор2}}^2}, \quad \frac{\Delta t_{\text{кор1}}}{\Delta t_{\text{кор2}}} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q_2}} = \frac{\sqrt{k_1}}{\sqrt{k_2}}.$$

За властивістю пропорцій:

$$\frac{\Delta t_{\text{кор1}}}{\sum \Delta t_{\text{кор}}} = \frac{\Delta t_{\text{кор1}}}{\Delta t_{\text{кор1}} + \Delta t_{\text{кор2}}} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q_1} + \sqrt{Q_2}} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}},$$

звідки

$$\Delta t_{\text{кор1}} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}, \quad \Delta t_{\text{кор2}} = \frac{\sqrt{Q_2}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}.$$

Таким чином, для будь-якого корпусу  $m$ :

$$\Delta t_{\text{кор},m} = \frac{\sqrt{Q_m}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \sum \Delta t_{\text{кор}}. \quad (1.26)$$

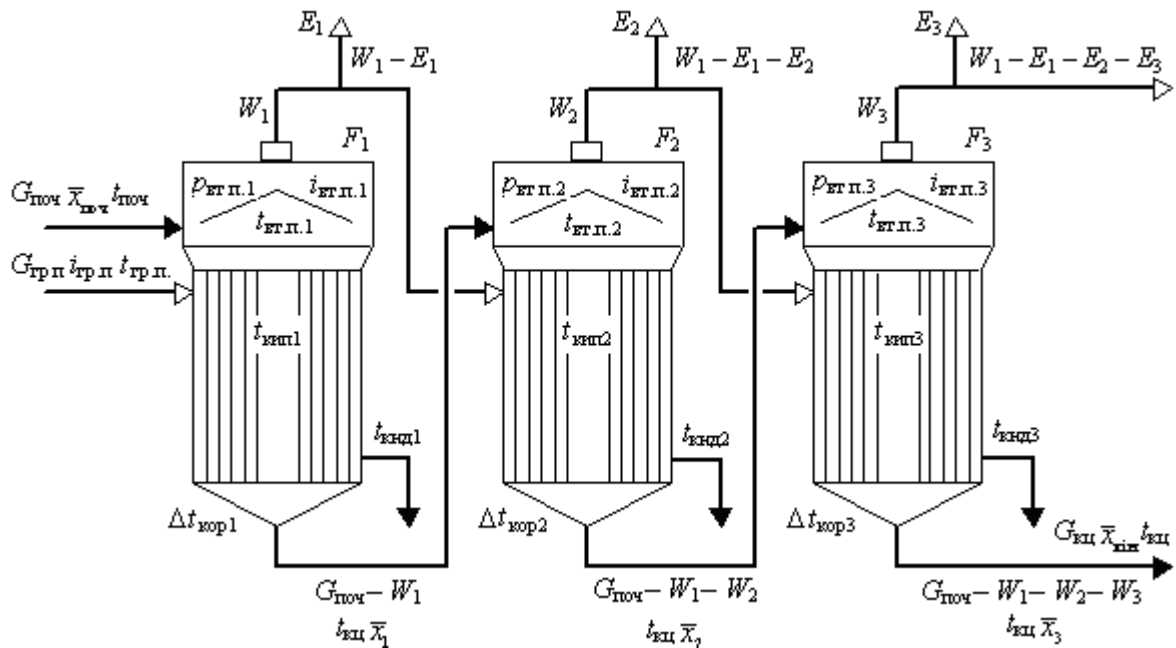
де  $\sum \Delta t_{\text{кор}}$  визначають за формулою (1.22).

Основний недолік методу полягає в різних розмірах випарних апаратів, з яких складається БВУ, хоча їхня площа поверхні є мінімально можливою.

### 1.3.2.2. Матеріальний баланс багатокорпусної випарної установки

Матеріал викладено за авторами [1-11].

На рис.1.12 наведено основні параметри матеріального балансу БВУ. У цьому випадку є справедливим матеріальний баланс ОВУ за розчиненим (1.6). Однак під час розрахунку БВУ матеріальний баланс складають не тільки для того, щоб визначити продуктивність установки за випареним розчинником, але й щоб розрахувати розподіл цієї продуктивності за корпусами і концентрації розчину на виході з кожного корпусу.



**Рис.1.12. Основні параметри трикорпусної проточної випарної установки**

У технічних завданнях на проектування БВУ зазвичай відомими є  $G_{п}$ ,  $\bar{x}_{п}$ ,  $\bar{x}_{к}$ ,  $\rho_{вт, к}$  і  $t_{гр}$ . Тоді продуктивність випарної установки за випареним розчинником відповідно до (1.8)

$$W = G_{п} (1 - \bar{x}_{п} / \bar{x}_{к}).$$

Для багатокорпусної випарної установки, з урахуванням (1.6):

$$G_{\Pi} \bar{x}_{\Pi} = (G_{\Pi} - W_1) \bar{x}_1 = (G_{\Pi} - W_1 - W_2) \bar{x}_2 = K = (G_{\Pi} - W_1 - W_2 - K - W_n) \bar{x}_n,$$

де  $W_1, W_2, \dots, W_n$  – масова продуктивність випарних апаратів БВУ за розчинником, кг/с;  $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_n$  – концентрації (масові частки) розчиненого у розчині, що виходить з кожного корпусу, кг/кг.

Масові частки розчиненого за корпусами:

$$\bar{x}_1 = \frac{G_{\Pi} \bar{x}_{\Pi}}{G_{\Pi} - W_1}; \quad \bar{x}_2 = \frac{G_{\Pi} \bar{x}_{\Pi}}{G_{\Pi} - W_1 - W_2}; \quad \bar{x}_n = \frac{G_{\Pi} \bar{x}_{\Pi}}{G_{\Pi} - W_1 - W_2 - K - W_n}. \quad (1.27)$$

### 1.3.2.3. Тепловий баланс багатокорпусної випарної установки

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Скористаймося рівнянням теплового балансу (1.10), щоб записати аналогічні рівняння для кожного з корпусів БВУ (див. рис.1.12).

Для першого корпусу:

$$Q_1 = G_{\text{гр}1} (i_{\text{гр}1} - i_{\text{кд}1}) = G_{\Pi} c (t_{\text{к}1} - t_{\Pi}) + W_1 (i_{\text{вт}1} - ct_{\text{кд}1}) \pm Q_{\text{кц}1} + Q_{\text{втр}1},$$

для другого:

$$\begin{aligned} Q_2 &= G_{\text{гр}2} (i_{\text{гр}2} - i_{\text{кд}2}) = (W_1 - E_1) (i_{\text{вт}1} - i_{\text{кд}2}) = \\ &= (G_{\Pi} - W_1) c (t_{\text{к}2} - t_{\text{к}1}) + W_2 (i_{\text{вт}2} - ct_{\text{кд}2}) \pm Q_{\text{кц}2} + Q_{\text{втр}2}, \end{aligned}$$

для третього:

$$\begin{aligned} Q_3 &= G_{\text{гр}3} (i_{\text{гр}3} - i_{\text{кд}3}) = (W_1 - E_1 - E_2) (i_{\text{вт}2} - i_{\text{кд}3}) = \\ &= (G_{\Pi} - W_1 - W_2) c (t_{\text{к}3} - t_{\text{к}2}) + W_3 (i_{\text{вт}3} - ct_{\text{кд}3}) \pm Q_{\text{кц}3} + Q_{\text{втр}3}, \end{aligned}$$

для корпусу  $n$ :

$$\begin{aligned} Q_n &= G_{\text{гр},n} (i_{\text{гр},n} - i_{\text{кд},n}) = (W_1 - E_1 - E_2 - K - E_{n-1}) (i_{\text{вт},n-1} - i_{\text{кд},n}) = \\ &= (G_{\Pi} - W_1 - W_2 - K - W_{n-1}) c (t_{\text{к},n} - t_{\text{к},n-1}) + W_n (i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}) \pm Q_{\text{кц},n} + Q_{\text{втр},n}. \end{aligned} \quad (9.28)$$

Якщо розчин надходить у перший корпус БВУ нагрітим до температури кипіння, то  $G_{\Pi} c (t_{\text{к}1} - t_{\Pi}) = 0$ .

Розглянута вище система з  $n$  рівнянь має  $(n + 1)$  невідомих\*. Наприклад, для двокорпусної випарної установки невідомими є  $G_{гр}$ ,  $W_1$  і  $W_2$ , хоча кількість рівнянь дорівнює двом, для трикорпусної установки кількість невідомих чотири, хоча вони об'єднані в трьох рівняннях. Тому перед розв'язанням системи здійснюють розподіл теплового навантаження БВУ за корпусами.

#### 1.3.2.4. Розподіл теплового навантаження за корпусами та визначення витрати грійної пари

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Основним припущенням під час виконання розподілу теплового навантаження за корпусами є тотожність (1.11), яка дозволяє значно спростити розрахунки, уможлививши при цьому їхнє уточнення (див. п.1.2.2.5).

Відповідно до рис.1.13 і з урахуванням припущення (1.11):

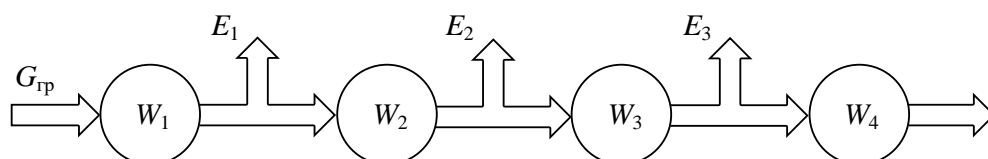
$$\begin{aligned} W_4 &= W_4, \\ W_3 &= W_4 + E_3, \\ W_2 &= W_4 + E_3 + E_2, \\ W_1 &= W_4 + E_3 + E_2 + E_1, \\ \hline \sum_1^4 W_i &= W = 4W_4 + 3E_3 + 2E_2 + E_1; \end{aligned}$$

де  $\sum_1^4 W_i = W$  – загальна продуктивність БВУ за випареним розчинником, яку визначають за формулою (1.8).

$$\text{Тоді } W_4 = (W - 3E_3 - 2E_2 - E_1)/4, \text{ або } W_4 = \frac{W}{4} - \frac{3}{4}E_3 - \frac{2}{4}E_2 - \frac{1}{4}E_1.$$

Тобто для будь-якого останнього корпусу БВУ:

$$W_n = \frac{W}{n} - \frac{n-1}{n}E_{n-1} - \frac{n-2}{n}E_{n-2} - \dots - \frac{2}{n}E_2 - \frac{1}{n}E_1. \quad (1.29)$$



\* Витратами екстра-пари  $E_1, E_2, \dots, E_{n-1}$  можна задаватися заздалегідь.

### Рис.1.13. До розрахунку розподілу теплового навантаження за корпусами

Таким чином, знаючи продуктивність останнього випарного апарата БВУ за розчинником  $W_n$ , за наведеними вище рівностями можна послідовно розрахувати  $W_i$ , тобто кількість розчинника, що видаляється в кожному корпусі БВУ.

Загальна витрата грійної пари  $G_{гр}$  забезпечує продуктивність БВУ та відбір екстра-пари  $E_1, E_2, \dots, E_n$  за корпусами. Згідно з рис.1.13 і з урахуванням припущення (1.11):

$$\begin{aligned}W_1 &= G_{гр}, \\W_2 &= G_{гр} - E_1, \\W_3 &= G_{гр} - E_1 - E_2, \\W_4 &= G_{гр} - E_1 - E_2 - E_3, \\ \hline \sum_1^4 W_i &= W = 4G_{гр} - 3E_1 - 2E_2 - E_3;\end{aligned}$$

$$\text{Тоді } G_{гр} = (W + 3E_1 + 2E_2 + E_3)/4, \text{ або } G_{гр} = \frac{W}{4} + \frac{3}{4}E_1 + \frac{2}{4}E_2 + \frac{1}{4}E_3.$$

Тобто для першого корпусу БВУ:

$$G_{гр} = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n}E_1 + \frac{n-2}{n}E_2 + \dots + \frac{2}{n}E_{n-2} - \frac{1}{n}E_{n-1}. \quad (1.30)$$

Коефіцієнти при кожному з доданків рівняння (1.30) послідовно зменшуються від першого до останнього корпусу. З цього випливає, що відбирання екстра-пари краще здійснювати з останніх корпусів (звичайно, якщо це можливо з точки зору їхнього використання, оскільки тепловий потенціал екстра-пари від корпусу до корпусу послідовно зменшується). Це стосується всіх БВУ, які працюють під надлишковим тиском. Однак, якщо в останніх корпусах випарювання здійснюють під тиском, нижчим за атмосферний або близьким до нього, відбирати екстра-пару з останніх корпусів недоцільно.

#### 1.3.2.5. Уточнення розрахунків багатокорпусних випарних установок

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Необхідність в уточненні розрахунків багатокорпусних випарних установок виникає через наявність припущення щодо рівності витрати грійної пари і продуктивності БВУ за випареною вологою (1.11), тобто

$$G_{\text{Гр}} = W.$$

Якщо теплотою дегідратації  $Q_{\text{кц}}$  і втратами теплоти під час випарювання  $Q_{\text{втр}}$  можна знехтувати, то рівняння теплового балансу (1.28) набуде вигляду

$$\begin{aligned} Q_n = G_{\text{Гр},n} (i_{\text{Гр},n} - i_{\text{кд},n}) &= (W_1 - E_1 - E_2 - K - E_{n-1}) (i_{\text{вт},n-1} - i_{\text{кд},n}) = \\ &= (G_{\text{п}} - W_1 - W_2 - K - W_{n-1}) c (t_{\text{к},n} - t_{\text{к},n-1}) + W_n (i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}), \end{aligned}$$

звідки, після розв'язання відносно  $W_n$ ,

$$W_n = G_{\text{Гр},n} \frac{i_{\text{Гр},n} - i_{\text{кд},n}}{i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}} + (G_{\text{п}} - W_1 - W_2 - K - W_{n-1}) \frac{c(t_{\text{к},n-1} - t_{\text{к},n})}{i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}},$$

або

$$W_n = G_{\text{Гр},n} \alpha_n + (G_{\text{п}} - W_1 - W_2 - K - W_{n-1}) \beta_n, \quad (1.31)$$

де  $\alpha_n = \frac{i_{\text{Гр},n} - i_{\text{кд},n}}{i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}}$  – коефіцієнт випаровування, який визначає, скільки грійної пари витрачається на утворення вторинної пари в корпусі БВУ;

$\beta_n = \frac{c(t_{\text{к},n-1} - t_{\text{к},n})}{i_{\text{вт},n} - ct_{\text{кд},n}}$  – коефіцієнт самовипаровування, який визначає, скільки теплової енергії виділяється в корпусі БВУ внаслідок зниження температури розчину від  $t_{\text{к},n-1}$  до  $t_{\text{к},n}$ .

Таким чином, розрахунок БВУ полягає в розв'язанні системи рівнянь матеріального й теплового балансів і рівняння теплопередачі з урахуванням додаткових умов, як-то відбір екстра-пари тощо. При цьому використовують метод послідовних наближень, оскільки під час розрахунків певними величинами задаються, перевіряючи (уточнюючи) їх згодом.

### 1.3.2.6. Вибір кількості корпусів багатокорпусної випарної установки

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Теоретично економія грійної пари є пропорційною кількості корпусів БВУ. Однак зі збільшенням останньої різко зростають теплові втрати, матеріалоєм-



ність установок, капітальні та експлуатаційні затрати. Збільшення кількості корпусів призводить також до зменшення корисної різниці температур у кожному корпусі, що знижує інтенсивність теплопередачі. У цьому плані характерним є приклад, наведений у монографії [7].

Якщо температура грійної пари  $t_{гр} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура вторинної пари на виході з останнього корпусу  $t_{вт, n} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , а сумарні температурні втрати в одному корпусі  $\Delta_{\Sigma} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ , то:

$$\text{для однокорпусної установки } \sum \Delta t_{\text{кор}} = t_{гр} - t_{вт, n} - \Delta_{\Sigma} = 160 - 60 - 25 = 75 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{для двокорпусної } \sum \Delta t_{\text{кор}} = t_{гр} - t_{вт, n} - 2\Delta_{\Sigma} = 160 - 60 - 2 \cdot 25 = 50 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{причому на один корпус } \Delta t_{\text{кор}, i} = \sum \Delta t_{\text{кор}} / 2 = 50 / 2 = 25 \text{ }^\circ\text{C};$$

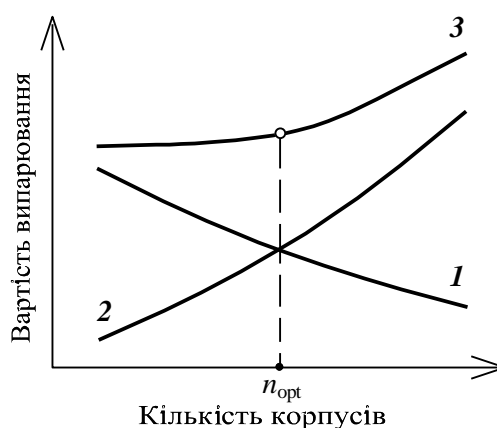
$$\text{для трикорпусної } \sum \Delta t_{\text{кор}} = t_{гр} - t_{вт, n} - 3\Delta_{\Sigma} = 160 - 60 - 3 \cdot 25 = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{причому на один корпус } \Delta t_{\text{кор}, i} = \sum \Delta t_{\text{кор}} / 3 = 25 / 3 \approx 8 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{для чотирикорпусної } \sum \Delta t_{\text{кор}} = t_{гр} - t_{вт, n} - 4\Delta_{\Sigma} = 160 - 60 - 4 \cdot 25 = 0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

У цьому прикладі температурними втратами визначається гранична кількість корпусів БВУ.

У найзагальнішому випадку вирішення питання щодо оптимальної кількості корпусів БВУ  $n_{\text{opt}}$  пов'язано з досить громіздкими техніко-економічними розрахунками, результати яких можна подати в графічному вигляді (рис. 1.14).



**Рис.1.14. До розрахунку оптимальної кількості корпусів БВУ: 1 – вартість грійної пари; 2 – вартість експлуатації БВУ; 3 – загальна вартість випарювання**

Корисною для перевірки проекту БВУ може стати наведена нижче таблиця, дані якої характеризують роботу випарної установки залежно від кількості її корпусів:

Питомі параметри		Значення	Кількість корпусів				
			1	2	3	4	5
Співвідношення витрат пари і випареної вологи $G_{\text{п}}/W$ , кг/кг	теоретичне	1	0,5	0,33	0,25	0,2	
	практичне	1,10	0,57	0,40	0,30	0,27	
Співвідношення витрат випареної вологи і пари $W/G_{\text{п}}$ , кг/кг	теоретичне	1	2	3	4	5	
	практичне	0,92	1,78	2,50	3,30	3,70	

#### 1.4. Основні конструкції випарних апаратів

Матеріал викладено за авторами [1-11].

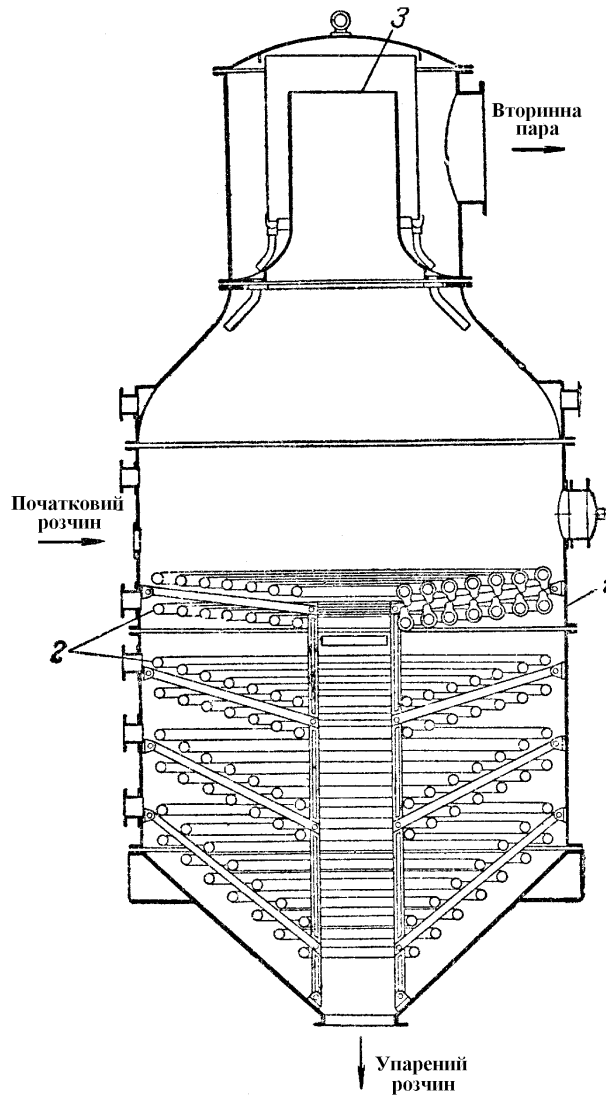
Випарні апарати, що використовуються в промисловості, можна *класифікувати*:

- за типом грійної поверхні та її розташуванням у просторі;
- типом грійного агенту;
- схемою організації процесу (періодичної й безперервної дії);
- кратністю проходження розчину крізь випарний апарат (протитечійні, в яких випарювання відбувається за одне проходження розчину крізь апарат, і апарати з багаторазовою циркуляцією розчину).

Розрізняють також випарні апарати з неорганізованою, або вільною, направленою природною і вимушеною циркуляцією розчину.

Нижче детально розглянуто деякі, головним чином типові, конструкції випарних апаратів.

Змієвикові випарні апарати вирізняються значною площею грійної поверхні в одиниці об'єму. У корпусі 1 (рис.1.15) розміщуються парові змійовики 2, а в паровому просторі встановлений бризковловлювач 3. Під час проходження крізь бризковловлювач потік вторинної пари змінює напрям свого руху, і з нього видаляються віднесені парому краплі рідини.



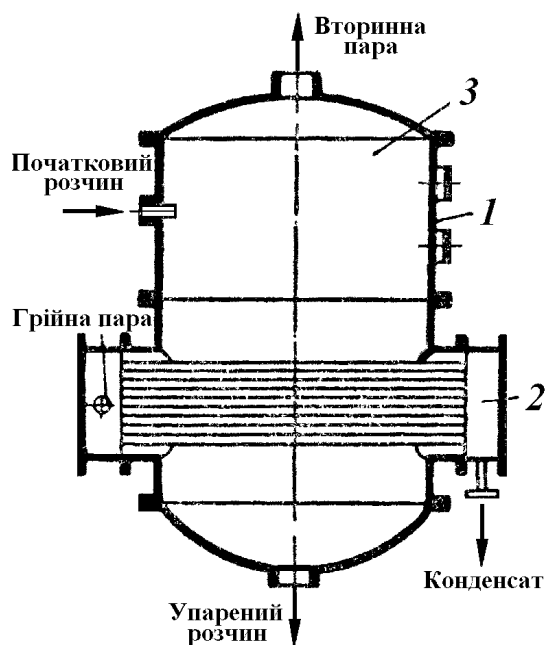
**Рис.1.15. Змієвиковий випарний апарат:**

**1 – корпус; 2 – парові змійовики; 3 – бризковловлювач**

Змійовики виконують із окремих секцій, оскільки у довгих змійовиків поверхня нагріву використовується неефективно через накопичення конденсату. Крім того, у разі секціювання змійовиків можна послідовно відключати окремі секції у міру пониження рівня розчину в апараті періодичної дії.

Змієвикові апарати компактні і відрізняються високою інтенсивністю теплопередачі. Проте, очищення і ремонт змієвиків ускладнені.

У нижній частині корпусу *1* випарних апаратів із горизонтальною трубною грійною камерою і вертикальним циліндричним корпусом (рис.1.16) знаходиться грійна камера *2*, яку виконано у вигляді пучка горизонтальних прямих труб. Верхня частина корпусу працює як сепаратор *3*, призначений для зменшення механічного віднесення рідини паром.

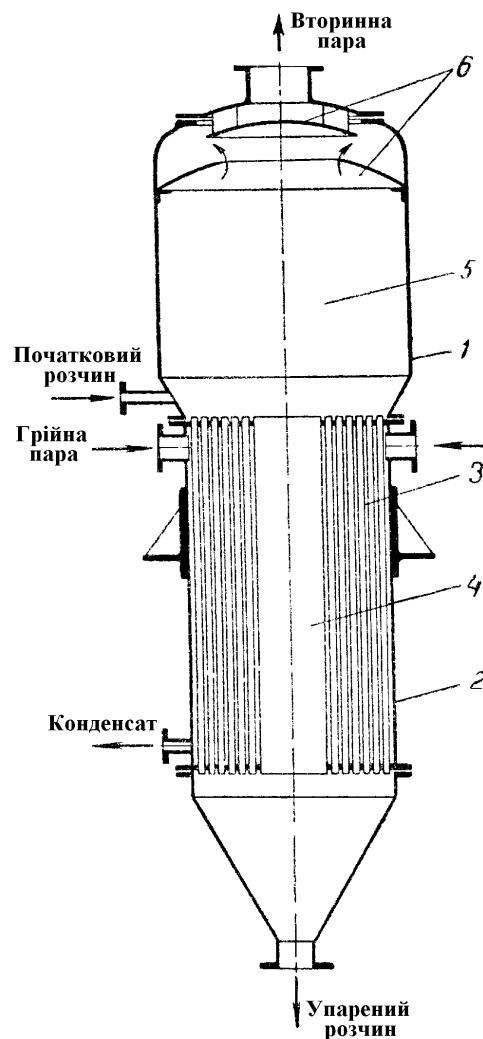


**Рис.1.16. Випарний апарат із горизонтальною трубчастою грійною камерою і вертикальним циліндричним корпусом: 1 – корпус; 2 – грійна камера; 3 – сепаратор**

Відомі також аналогічні апарати із горизонтальним корпусом. Вони вигідно відрізняються від вертикальних меншою висотою шару випарюваного розчину, що значно зменшує температурні втрати внаслідок гідростатичної депресії. Крім того, горизонтальні апарати мають більший об'єм парового простору. Це полегшує випарювання в них розчинів, що піняться. Однак ці апарати мають і значні недоліки порівняно з вертикальними. Вони більш громіздкі й металоміні; непридатні для випарювання розчинів, що кристалізуються, через складність механічного очищення зовнішньої поверхні труб; мають невисокі коефі-

цієнти тепловіддачі в горизонтальних парових трубах (унаслідок накопичення конденсату).

У нижній частині вертикального корпусу *1* випарного апарата з внутрішньою грійною камерою і центральною циркуляційною трубою (рис.1.17) знаходиться грійна камера *2*, що складається з двох трубних решіток, в яких закріплені кип'ятильні труби *3* завдовжки 2...4 м і циркуляційна труба *4* великого діаметра, установлена вздовж осі камери.



**Рис.1.17. Випарний апарат із внутрішньою грійною камерою і центральною циркуляційною трубою: 1 – корпус; 2 – грійна камера; 3 – кип'ятильні труби; 4 – циркуляційна труба; 5 – сепараційний (паровий) простір; 6 – бризковловлювач**

У міжтрубний простір грійної камери подають грійну пару. Розчин надходить в апарат над верхніми трубними решітками і прямує в циркуляційній трубі вниз, потім піднімається в кип'ятильних трубах і на деякій відстані від їх нижнього краю скипає. Таким чином, парорідинна суміш рухається вгору на більшій частині довжини труб, причому вміст пари в суміші зростає у міру її руху. Вторинна пара прямує в сепараційний (паровий) простір 5, де за допомогою бризковловлювача 6, який змінює напрям руху парового потоку, із пари під дією інерційних сил видаляють унесену нею вологу. Після цього вторинну пару відводять крізь верхній штуцер апарата. Упарений розчин відводять крізь нижній штуцер кінцевого днища апарата як проміжний чи кінцевий продукт.

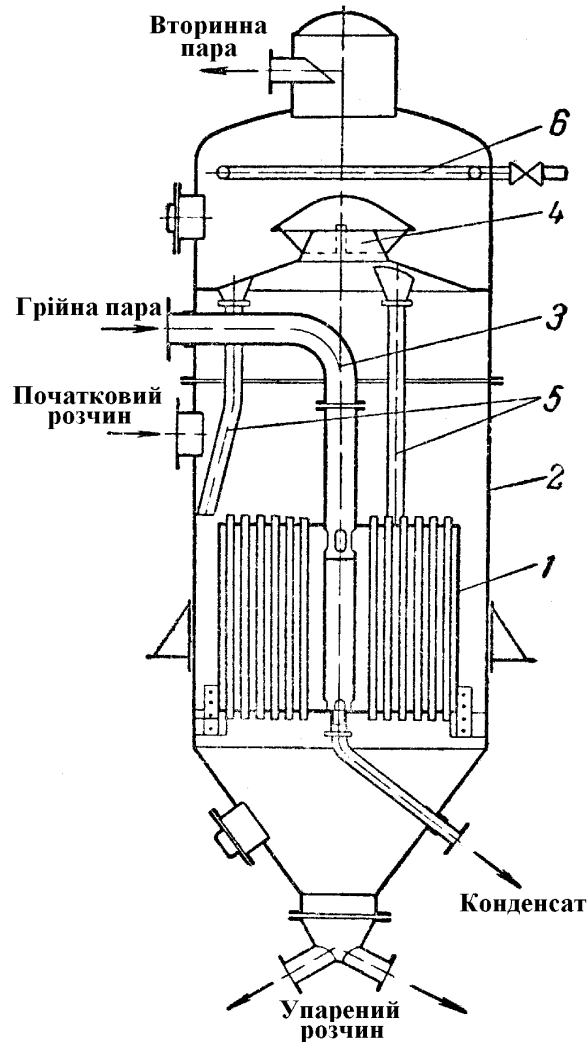
Циркуляція розчину в апараті відбувається внаслідок різниці густин розчину в циркуляційній трубі і парорідинної суміші в кип'ятильних трубах. Виникнення різниці густин обумовлено тим, що поверхня теплообміну кожної кип'ятильної труби, що припадає на одиницю об'єму випарюваного розчину, є значно більшою, ніж у циркуляційної труби, оскільки площа поверхні труби залежить від її діаметра лінійно, а об'єм рідини в трубі є пропорційним квадрату її діаметра.

Отже, пароутворення в кип'ятильних трубах відбуватиметься значно інтенсивніше, ніж в циркуляційній трубі, а густина розчину в них буде меншою, ніж в цій трубі. Завдяки цьому забезпечується природна циркуляція, що інтенсифікує теплопередачу і перешкоджає утворенню накипу.

В апаратах описаної вище конструкції циркуляційна труба, як і кип'ятильні труби, обігрівається парою, що знижує різницю густин розчину й парорідинної суміші і може призвести до небажаного пароутворення в самій циркуляційній трубі. Недоліком цієї конструкції є також жорстке кріплення кип'ятильних труб, що не допускає значної різниці теплових подовжень труб і корпусу апарата.

У випарних апаратах із підвісною грійною камерою 1 (рис.1.18) остання має власну обичайку і вільно встановлена в нижній частині корпусу 2 апарата. Грійна пара подається крізь трубу 3 і знаходить у міжтрубний простір грійної камери, знизу з якого відводиться конденсат. Випарюваний розчин опускається

вниз у кільцевому каналі, утвореному стінками обичайки підвісної камери 1 і стінками корпусу 2 апарата, а потім піднімається вгору в кип'ятильних трубах. Тобто випарювання відбувається в умовах вільної циркуляції розчину.



**Рис.1.18. Випарний апарат із підвісною грійною камерою: 1 – грійна камера; 2 – корпус; 3 – парова труба; 4 – бризковловлювач; 5 – зливні труби; 6 – перфорована труба для промивання**

Вторинна пара проходить бризковловлювач 4 і відводиться зверху апарата. Відокремлена від вторинної пари рідина зливається по трубах 5. Для періодичного промивання апарата в нього підводиться вода, яка розподіляється за допомогою перфорованої труби 6.

В описаному вище апараті циркуляційний кільцевий канал має значну площу поперечного перерізу і знаходиться ззовні грійної камери, що сприяє ві-

льній циркуляції розчину. Завдяки вільно підвішеній грійній камері усувається небезпека порушення щільності з'єднання кип'ятильних труб із трубними решітками унаслідок різниці теплових подовжень труб і корпусу апарата. Підвісна грійна камера досить легко демонтується і може бути замінена на нову. Однак це дещо ускладнює конструкцію апарата; крім того, витрати металу для утворення одиниці поверхні теплообміну в цих апаратах є більшими, ніж в апаратах із центральною циркуляційною трубою.

Інтенсивність циркуляції в апаратах із підвісною грійною камерою (як і в апаратах із центральною циркуляційною трубою), як правило, є недостатньою для ефективного випарювання високов'язких розчинів і рідких систем, які швидко кристалізуються. Оброблення таких середовищ призводить до частих і тривалих зупинок апаратів для очищення робочих поверхонь.

Інтенсивність природної циркуляції розчину можна підвищити, якщо краще охолоджувати розчин на низхідній ділянці циркуляційного контура. Цього можна досягти у *випарних апаратах із виносними циркуляційними трубами* (рис.1.19). Крім того, якщо розташувати циркуляційні труби ззовні корпусу, діаметр грійної камери *1* можна зменшити, а циркуляційні труби *2* розмістити навколо неї компактніше. На рис.1.19 наведено апарат з одною виносною циркуляційною трубою, причому відцентровий бризковловлювач *3* для осушення вторинної пари винесено за межі парового простору *4* апарата.

Такі конструкції дещо складніші, проте в них досягається інтенсивніша теплопередача і зменшуються витрати металу для утворення одиниці грійної поверхні порівняно з апаратами з підвісною грійною камерою або центральною циркуляційною трубою.

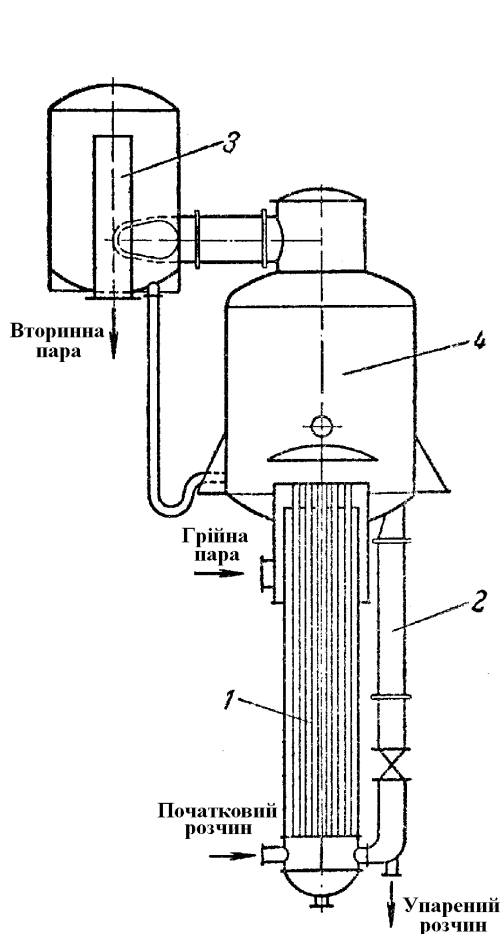
Якщо розташувати ззовні корпусу апарата грійну камеру, з'являється можливість підвищити інтенсивність випарювання не тільки за рахунок збільшення різниці густин рідини і парорідинної суміші в циркуляційному контурі, але й за рахунок збільшення довжини кип'ятильних труб.

*Випарний апарат із виносною грійною камерою* (рис.1.20) має кип'ятильні труби, довжина яких часто досягає 7 м. Він працює за більш інтенсивної приро-

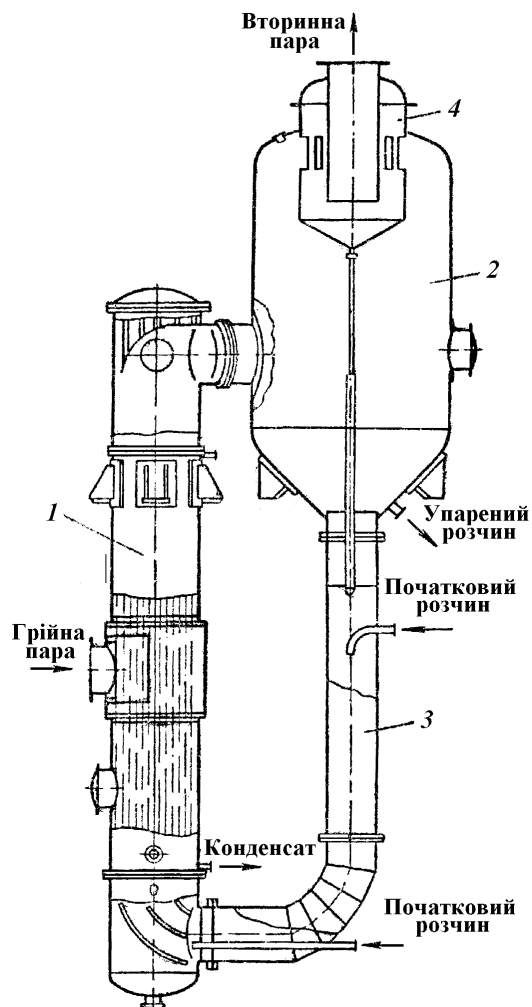


дної циркуляції, обумовленої тим, що циркуляційна труба не обігривається, а догріта й низхідна ділянки циркуляційного контура мають значну висоту.

Виносна грійна камера 1 легко від'єднується від корпусу апарата, що полегшує і прискорює її очищення й ремонт. Огляд і ремонт грійної камери можна здійснювати без зупинення роботи апарата (а лише зі зменшенням його продуктивності), якщо приєднати до його корпусу дві грійні камери.



**Рис.1.19. Випарний апарат із виносною циркуляційною трубою: 1 – грійна камера; 2 – циркуляційна труба; 3 – відцентровий бризковловлювач; 4 – сепарційний (паровий) простір**



**Рис.1.20. Випарний апарат із виносною грійною камерою: 1 – грійна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба, що не обігривається; 4 – бризковловлювач**

Апарат із виносною грійною камерою працює таким чином. Початковий розчин надходить під нижні трубні решітки грійної камери і, піднімаючись у

кип'ятильних трубах, випаровується. Іноді початковий розчин подається у циркуляційну трубу (як показано на рис.1.20). Вторинна пара відокремлюється від рідини в сепараторі 2. Рідина опускається в циркуляційній трубі 3, яка не обігривається, змішується з початковим розчином, і цикл циркуляції повторюється. Вторинна пара, пройшовши бризковловлювач 4, відводиться зверху сепаратора. Упарений розчин відбирається з бічного штуцера в днищі сепаратора.

Швидкість циркуляції в апаратах із виносною грійною камерою може досягати 1,5 м/с, що дозволяє випарювати в них концентровані розчини і розчини, які швидко кристалізуються. Завдяки універсальності, зручності експлуатації, інтенсивній теплопередачі апарати такого типу набули широкого розповсюдження.

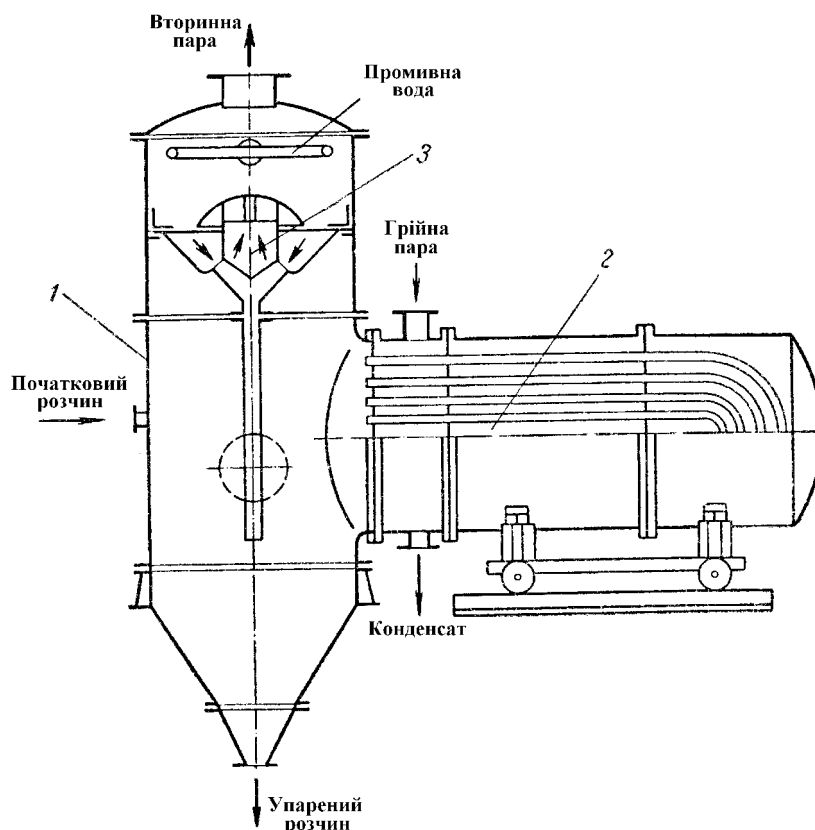
У деяких конструкціях випарних апаратів із виносною грійною камерою циркуляційна труба відсутня взагалі. У цьому випадку випарювання відбувається за один прохід розчину крізь грійну камеру, тобто апарат працює за прямотечійною схемою. Проте такі апарати непридатні для випарювання розчинів, що кристалізуються.

Різновидом випарних апаратів із виносною камерою є *апарат із горизонтальною виносною грійною камерою* (рис.1.21). На відміну від апаратів із вільною циркуляцією тут кипіння розчину відбувається в горизонтальних трубах, приєднаних до корпусу 1 грійної камери 2. У міжтрубному просторі камери рухається грійна пара. Вторинна пара відводиться зверху корпусу апарата, пройшовши бризковловлювач 3, а упарений розчин – крізь штуцер в нижній частині конічного днища корпусу. Якщо випарювання здійснюється одночасно з кристалізацією, то з конічного днища відбираються кристали, а сам апарат приєднується до збірника чи фільтра.

Умови кипіння розчину в горизонтальних трубах є досить несприятливими, оскільки в них утворюються застійні зони, що погіршують циркуляцію й теплопередачу, а іноді призводять до місцевої кристалізації речовин.

Основною перевагою такого апарата, який застосовують для випарювання концентрованих розчинів, а також розчинів, що кристалізуються, є можливість легкого від'єднання грійної камери, встановленої на візку, для очищення, ремо-

нту або заміни. Проте конструкція апарату є громіздкою, очищення U-подібних труб ускладнено, а витрати металу для утворення одиниці грійної поверхні досить значні. Щоб полегшити очищення трубного пучка, U-подібні труби замінюють прямими горизонтальними, розвальцьованими в трубних решітках.



**Рис.1.21. Випарний апарат із горизонтальною виносною грійною камерою:  
1 – корпус; 2 – грійна камера; 3 – бризковловлювач**

В описаних вище апаратах із природною циркуляцією розчин, зазвичай, рухається зі швидкістю 0,25...1,5 м/с. За таких швидкостей зазвичай не вдається запобігти відкладенню твердого осаду на поверхні теплообміну. Тому потрібно періодично зупиняти апарати для очищення, що зменшує їхню продуктивність і збільшує вартість експлуатації.

Забруднення поверхні теплообміну під час випарювання розчинів, які кристалізуються, можна значно зменшити, якщо підвищити швидкість циркуляції розчину і винести зони його кипіння за межі грійної камери.

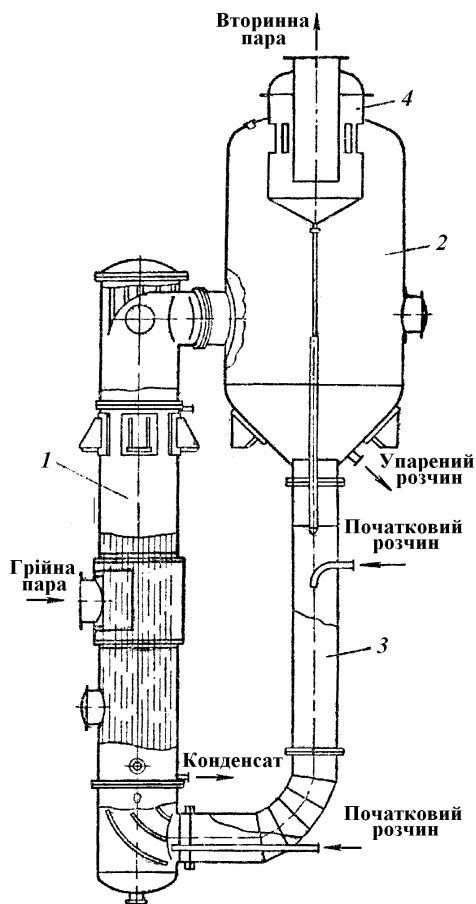
У випарному апараті з винесеною зоною кипіння (рис.1.22) випарований розчин надходить в грійну камеру 1 знизу і, піднімаючись угору в трубах завдовжки 4...7 м, унаслідок гідростатичного тиску не закипає в них. Вийшовши з кип'ятильних труб, розчин потрапляє у встановлену над грійною камерою в нижній частині сепаратора 3 трубу скипання 2, яка розширяється догори. Унаслідок зниження тиску в цій трубі розчин скипає, і, таким чином, пароутворення відбувається за межами поверхні нагріву. Далі розчин опускається в зовнішній трубі 4, яка не обігривається. Упарений розчин відводиться крізь нижню частину сепаратора 3. Вторинна пара, пройшовши відбійник 5 і бризковловлювач 6, відводиться зверху апарата. Початковий розчин подається або в нижню частину апарата (під трубні решітки грійної камери), або зверху в трубу 4.

Унаслідок великої поверхні випаровування в об'ємі розчину, що кипить, і часткового самовипаровування крапель, віднесених вторинною парою, значно знижується бризковинесення. Розчин не контактує з поверхнею теплообміну, що зменшує відкладення накипу. Значний перепад температур (до 30 °С) між грійною парою і розчином і малі втрати напору в зоні кипіння забезпечують зростання швидкості циркуляції в апаратах із винесеною зоною кипіння до 1,8...2,0 м/с. Це дозволяє збільшити продуктивність та інтенсифікувати теплообмін. Коефіцієнти теплопередачі в таких апаратах досягають 3000 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

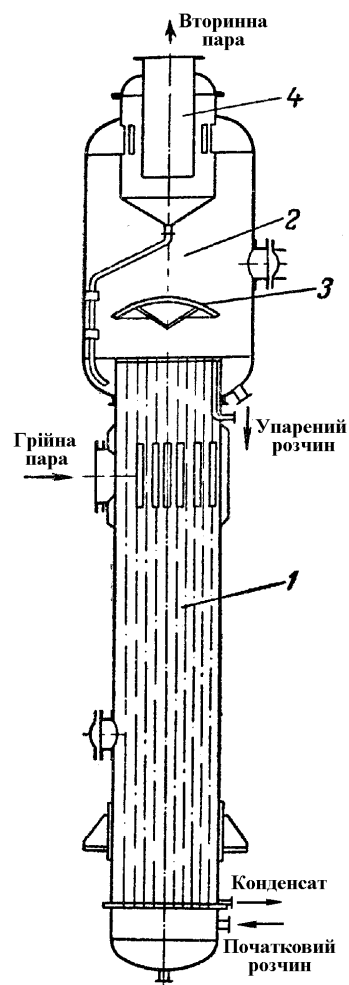
Апарати із винесеною зоною кипіння можуть ефективно застосовуватися для випарювання розчинів помірної в'язкості, що кристалізуються.

Апарат із плівкою, що підіймається, належить до *прямотечійних (плівкових) випарних апаратів*. Принципова відмінність цих апаратів від апаратів із вільною (природною) циркуляцією полягає в тому, що випарювання в них відбувається під час однократного проходження випарюваного розчину в трубах грійної камери. Таким чином, випарювання здійснюється без циркуляції розчину. Крім того, розчин випаровується, рухаючись внутрішньою поверхнею кип'ятильних труб у вигляді тонкої плівки (на більшій частині їхньої висоти). У центрі труб співвісно рухається вторинна пара. Така організація руху дозволяє значно зменшити температурні втрати, обумовлені гідростатичною депресією.

Апарат із плівкою, що підіймається (рис.1.23), складається з сепаратора 2 і грійної камери 1 з пучком труб діаметром 15...25 мм завдовжки 7...9 м.



**Рис.1.22. Випарний апарат із винесеною зоною кипіння: 1 – грійна камера; 2 – труба скипання; 3 – сепаратор; 4 – циркуляційна труба; 5 – відбійник; 6 – бризковловлювач**



**Рис.1.23. Випарний прямоотечійний апарат із плівкою, що підіймається: 1 – грійна камера; 2 – сепаратор; 3 – відбійник; 4 – бризковловлювач**

Випарюваний розчин надходить знизу в труби грійної камери, міжтрубний простір якої обігрівается грійною парою. На рівні, який, зазвичай, відповідає 20...25 % від висоти труб, розчин скипає. Бульбашки вторинної пари зливаються і пара, швидко піднімаючись у трубах, за рахунок поверхневого тертя підхоплює розчин. При цьому рідина рухається у вигляді плівки, що “повзе” вгору внутрішньою поверхнею труб, і випарювання відбувається в тонкому шарі.

Вторинна пара, що виходить із труб, містить краплі рідини, які відокремлюються від пари за допомогою відбійника 3 і відцентрового бризковловлювача 4, куди волога пара надходить тангенційно і набуває обертового руху. Під дією відцентрової сили краплі рідини відкидаються до периферії, рідина стікає вниз, а пару відводять з апарата зверху.

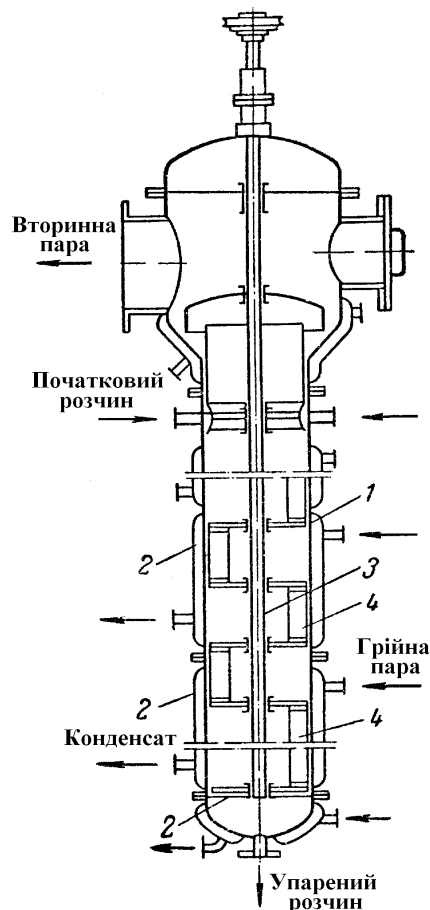
Областю використання апаратів із плівкою, що підіймається, є випарювання розчинів малої в'язкості, у тому числі пінистих і чутливих до високих температур. Ці апарати не рекомендуються застосовувати для випарювання розчинів, що кристалізуються, зважаючи на можливість забивання труб кристалами.

У прямотечійних (плівкових) апаратах важко забезпечити рівномірну товщину плівки випарюваної рідини, необхідну для ефективної роботи апарата. Крім того, такі апарати чутливі до нерівномірної подачі розчину, а очищення довгих труб малого діаметра в них ускладнене. Тому плівкові апарати поступово витісняються вертикальними випарниками із циркуляцією розчину.

Для випарювання нестійких до високих температур в'язких і пастоподібних розчинів застосовують *роторні прямотечійні випарні апарати* (рис.1.24). У циліндричному корпусі 1 апарата, обладнаного паровими оболонками 2, обертається ротор 3, що складається з вертикального вала, розташованого уздовж осі апарата, і шарнірно закріплених на ньому скребків 4.

Випарюваний розчин надходить в апарат зверху, захоплюється скребками, що обертаються, під дією відцентрової сили відкидається до стінок апарата і рухається уздовж їхньої внутрішньої поверхні у вигляді турбулентної плівки. Поступово відбувається повне випаровування плівки, і на стінках апарата утворюється тонкий шар порошку або пасти, який знімається скребками, що обертаються (зазор між зовнішньою кромкою скребків і стінкою апарата не перевищує 1 мм). Твердий чи пастоподібний продукт відводиться знизу апарата крізь спеціальний секторний затвор.

У роторних прямотечійних апаратах досягається інтенсивний теплообмін, причому рідина вторинною парою майже не уноситься. Разом із тим роторні апарати складні у виготовленні і вирізняються відносно високою вартістю експлуатації через наявність обертових частин (ротора).

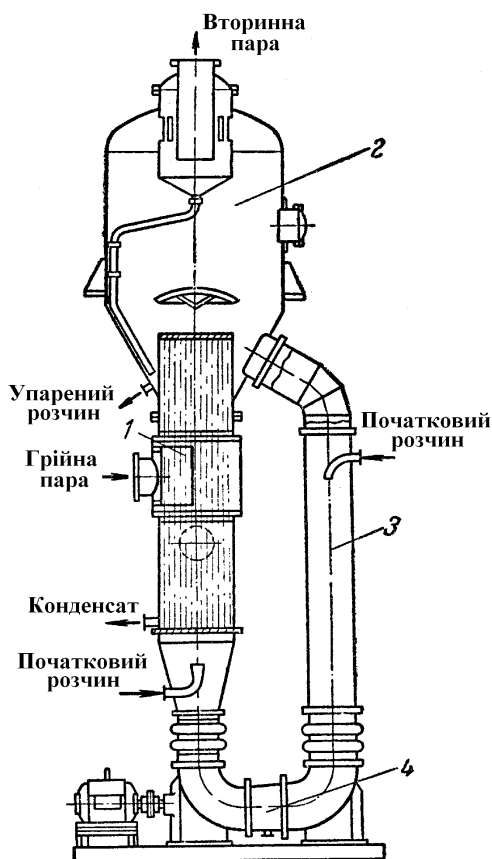


**Рис.1.24. Роторний прямотечійний випарний апарат: 1 – корпус; 2 – парова оболонка; 3 – ротор; 4 – скребок**

Для того, щоб запобігти відкладенню накипу в трубах, особливо під час випарювання розчинів, що кристалізуються, необхідні швидкості циркуляції не менше 2,0...2,5 м/с, тобто більші, ніж ті швидкості, за яких працюють апарати з природною циркуляцією. Звичайно таких швидкостей можна досягти і за умов природної циркуляції, але при цьому необхідно створити дуже велику корисну різницю температур  $\Delta T_{\text{кор}}$ .

В апаратах із примусовою циркуляцією її швидкість визначається продуктивністю циркуляційного насоса і не залежить від висоти рівня рідини в трубах, а також від інтенсивності пароутворення. Тому в апаратах із примусовою циркуляцією випарювання ефективно відбувається навіть тоді, коли  $\Delta T_{\text{кор}}$  не перевищує 3...5 °С, а також за значної в'язкості розчинів.

Випарний апарат із вимушеною циркуляцією (рис.1.25) має виносну вертикальну грійну камеру 1, сепаратор 2 і циркуляційну трубу 3, що не обігрівається, в яку подається початковий розчин. Циркуляцію розчину забезпечує насос 4.



**Рис.1.25. Випарний апарат із вимушеною циркуляцією: 1 – грійна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – циркуляційний насос**

За високої швидкості руху випарюваного розчину кипіння відбувається на короткій ділянці перед виходом із кип'ятильних труб. Таким чином, зона кипіння знаходиться у верхній частині грійної камери. На більшій частині довжини труб рідина лише дещо перегрівається. Це пояснюється тим, що тиск внизу труби вищий, ніж тиск біля її верхнього краю на величину гідростатичного тиску стовпа рідини і гідравлічного опору труби.

Унаслідок високого рівня розчину в кип'ятильних трубах значна частина всього циркуляційного контуру заповнена рідиною, а паровміст суміші рідини і вторинної пари, що відводиться з труб, незначний. У зв'язку з цим циркуляційний насос має перекачувати великі об'єми рідини (тобто мати велику продук-



тивність) за помірних витрат енергії, яка витрачається в основному на подолання гідравлічного опору труб. Таким вимогам задовольняють пропелерні насоси, які звичайно використовуються в апаратах із примусовою циркуляцією. Швидкість останньої обмежена зростанням гідравлічного опору і, відповідно, витратами енергії на циркуляцію. Тому бажано вибирати оптимальну швидкість циркуляції, яка визначається техніко-економічним розрахунком.

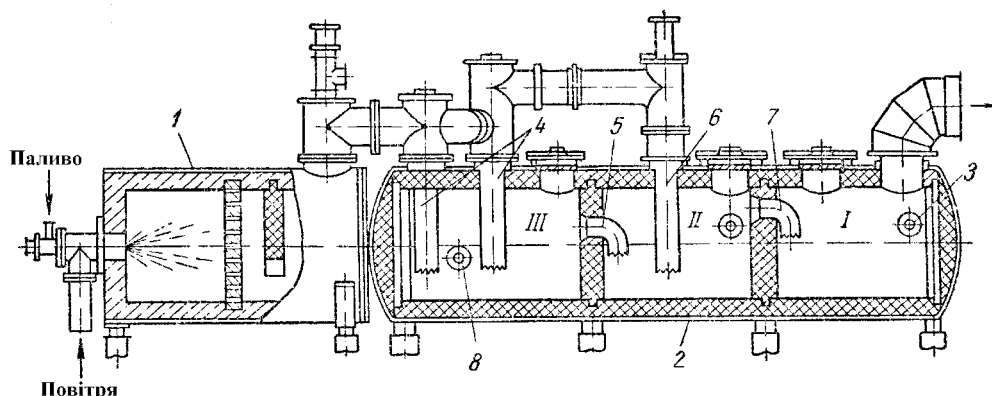
Випарювання деяких агресивних і висококиплячих розчинів, наприклад розчинів сірчаної, соляної, фосфорної кислот, розчинів хлористого магнію тощо, здійснюють за умов безпосереднього контакту розчину та нагрітих інертних газів. Для згаданих вище розчинів передача крізь стінку теплоти, необхідної для випарювання, виявляється практично неможливою, оскільки перелік конструкційних матеріалів, що поєднують високу теплопровідність із корозійною і термічною стійкістю, дуже обмежений.

*Випарювання за безпосереднього контакту розчину й теплоносія* здійснюють, зазвичай, за допомогою топкових газів або нагрітого повітря в апаратах із металевим кожухом, футерованим зсередини корозійностійкими матеріалами, наприклад діабазовою і керамічною плиткою, кислототривкою і шамотною цеглою тощо. Барботажні труби для подавання газів у розчин виготовляють із термосиліду, графіту та інших корозійностійких матеріалів.

Типовий *барботажний апарат* для випарювання концентрованої сірчаної кислоти (рис.1.26) складається з виносної топки 1 і горизонтального циліндричного корпусу 2.

Частина об'єму апарата заповнюється слабким розчином кислоти, що подається з труби 3. Топкові гази надходять крізь труби 4, кінці яких занурені в розчин кислоти. Під час перемішування розчину й теплоносія відбувається інтенсивне випаровування розчинника і, частково, кислоти. Із камери III (третя по ходу кислоти) гази прямують крізь барботажну трубу 5 у камеру II. Для підвищення температури парогазової суміші в цю камеру крізь барботажну трубу 6 подається додатково деяка кількість свіжих топкових газів. Із камери II гази разом з парами кислоти й води крізь барботажну трубу 7 прямують у камеру I, де

віддають теплоту на підігрівання початкового слабкого розчину кислоти. Упарена кислота відводиться крізь трубу 8 із камери III.



**Рис.1.26. Барботажний випарний апарат:**

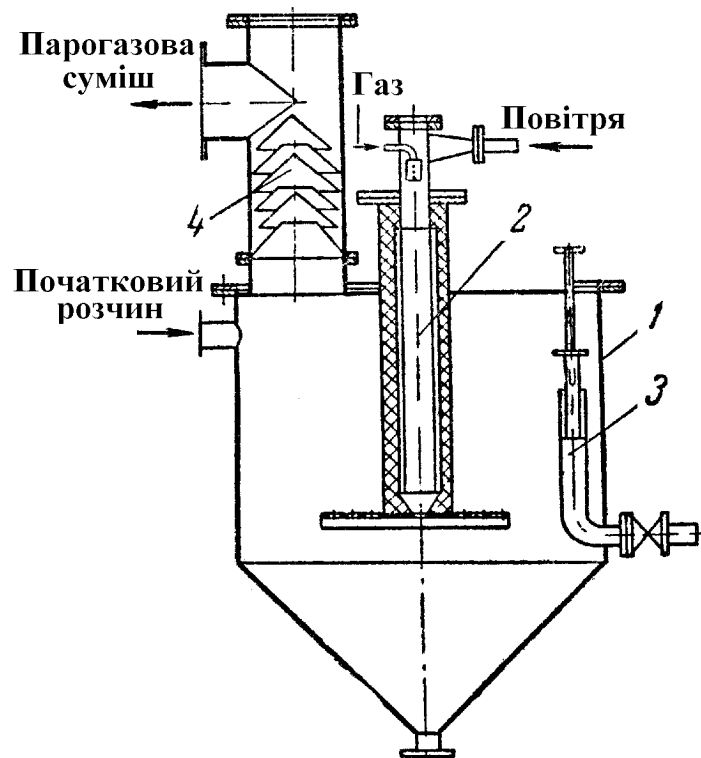
**I – виносна топка; 2 – циліндричний корпус; 3 – труба для подачі слабкого розчину кислоти; 4–7 – барботажні труби; 8 – труба для відведення упареної кислоти**

Протитечія кислоти й газів дозволяє краще використовувати теплоту теплових газів, хоча і в цьому випадку дуже велика кількість теплоти втрачається з газами, що відходять. Крім того, з газами уносяться пари кислоти, які вловлюють в окремому електрофільтрі.

У випарних апаратах із зануреними пальниками під час барботажу нагрітих газів крізь шар розчину утворюється значна міжфазова поверхня, і відбувається перемішування рідини бульбашками газу, чим досягається інтенсивний теплообмін.

У плоскому днищі корпуса I такого апарата (рис.1.27) розташовано один або декілька пальників 2, занурених у випарюваний розчин. Рівень розчину в апараті підтримується сталим за допомогою переливної труби 3. Упарений розчин відводиться з конічного днища апарата, а кристали, що випадають, відсмоктуються за допомогою ерліфта. Парогазова суміш відводиться з надрідинного простору крізь сепаратор 4. У таких апаратах зазвичай використовують спеціальні пальники безполуменового горіння з вогнетривкою насадкою, яка каталітично прискорює процес горіння. У барботажних випарних апаратах, які пра-

цюють за безпосереднього контакту випарюваного розчину і грійного агенту, досягаються вищі коефіцієнти теплопередачі, ніж під час випарювання з передачею теплоти крізь стінку.



**Рис.1.27. Випарний апарат із зануреним пальником: 1 – корпус; 2 – пальник; 3 – переливна труба; 4 – сепаратор**

### 1.5 Контрольні запитання

1. Як змінюватиметься сумарна корисна різниця температур у БВУ, якщо за однакової загальної різниці температур збільшувати кількість корпусів (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) залишиться без змін; б) збільшуватиметься; в) спочатку збільшуватиметься, а потім зменшуватиметься; г) зменшуватиметься; д) спочатку зменшуватиметься, а потім збільшуватиметься.

2. Як змінюватиметься загальна різниця температур у прямотечійній БВУ, якщо збільшувати кількість корпусів (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) залишиться без змін; б) збільшуватиметься; в) спочатку збільшуватиметься, а по-

тім зменшуватиметься; г) зменшуватиметься; д) спочатку зменшуватиметься, а потім збільшуватиметься.

3. Як забезпечити вільну циркуляцію в трубному просторі випарного апарата?

4. Що відбуватиметься, якщо висота киплячої рідини в трубах випарного апарата буде більше оптимальної? Менше оптимальної?

5. Чому дорівнюють сумарні температурні втрати в одному корпусі трикорпусної проточної БВУ, якщо температура грійної пари  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура вторинної пари на виході з установки  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а корисна різниця температур  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ?

6. Визначте площу грійної поверхні випарного апарата, якщо витрата грійної пари  $1\text{ кг/с}$ , теплота конденсації  $2,2\text{ МДж/кг}$ , а питомий тепловий потік  $220\text{ кВт/м}^2$ .

7. Протічнійну схему БВУ застосовують (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) щоб не встановлювати циркуляційні насоси; б) щоб збільшити інтенсивність теплопередачі за корпусами; в) щоб випарювати розчини до більшої концентрації; г) для концентрування насичених розчинів; д) якщо не вимагається значно підвищувати концентрацію.

8. Паралельну схему БВУ застосовують (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) щоб не встановлювати циркуляційні насоси; б) щоб збільшити інтенсивність теплопередачі за корпусами; в) щоб випарювати розчини до більшої концентрації; г) для концентрування насичених розчинів; д) якщо не вимагається значно підвищувати концентрацію.

9. Рівняння теплового балансу БВУ зазвичай записують для того, щоб визначити (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) кількість корпусів випарної установки; б) масову витрату концентрованого розчину; в) масову витрату грійної пари; г) продуктивність установки за випареним розчинником; д) корисну різницю температур.

10. Рівняння матеріального балансу БВУ зазвичай записують для того, щоб визначити (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) кількість корпусів випарної установки; б) масову витрату концентрованого розчину; в) масову витрату

грійної пари; г) продуктивність установки за випареним розчинником; д) корисну різницю температур.

11. Чому загальна корисна різниця температур реалізується в БВУ не повністю?

12. Оцініть кількість грійної пари, необхідної для випарювання 1 кг розчину NaCl із масовою часткою твердого 5 % в чотирікорпусній випарній установці.

13. Оцініть кількість грійної пари, необхідної для випарювання 1 кг розчину NaCl із масовою часткою твердого 3 % в трикорпусній випарній установці.

14. Основний недолік методу розподілу загальної корисної різниці температур з умови забезпечення мінімальної площі поверхні теплопередачі в БВУ полягає в (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) уніфікації корпусів випарних апаратів; б) невисокій точності; в) різних розмірах випарних апаратів; г) невеликому коефіцієнті теплопередачі; д) необхідності встановлення циркуляційних насосів.

15. Основний недолік методу розподілу загальної корисної різниці температур за температурами вторинної пари в БВУ полягає в (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) уніфікації корпусів випарних апаратів; б) невисокій точності; в) різних розмірах випарних апаратів; г) невеликому коефіцієнті теплопередачі; д) необхідності встановлення циркуляційних насосів.

16. Випарні установки з тепловим насосом застосовують (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) для випарювання розчинів зі значною температурною депресією; б) за умов невисоких температур кипіння розчинів; в) для випарювання термолабільних розчинів; г) коли первинна пара є дуже дешевою; д) для спрощення конструкції випарного апарата.

## 2. ПРОЦЕСИ СУШІННЯ. СУШИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Процеси видалення вологи з твердого матеріалу набули широкого розповсюдження в різних галузях промисловості (хімічній, харчовій, паливно-енергетичній, у переробці сільськогосподарської продукції тощо).

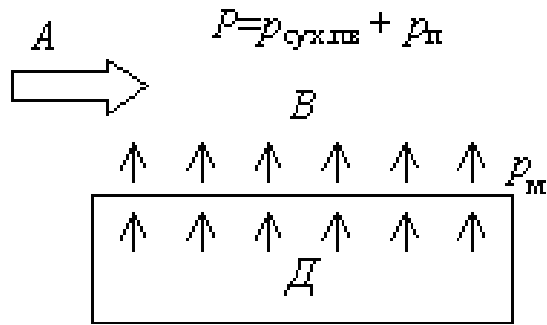
*Сушіння* – це процес видалення вологи з матеріалу шляхом підведення теплової енергії внаслідок випаровування вологи з поверхні та відведення утвореної пари.

Сушіння є достатньо енергоємним процесом, тому, якщо в матеріалі присутня велика кількість вологи (як у суспензіях), його можна поєднувати з попереднім гідромеханічним видаленням вологи фільтруванням, центрифугуванням, пресуванням тощо.

Розглянемо *фізичні основи* процесу (рис.2.1). Нехай вологий капілярно-пористий матеріал контактує з газовим середовищем  $A$  (наприклад, повітрям, що містить пару в перегрітому стані), у якому парціальний тиск пари  $p_{\text{п}}$  є меншим, ніж тиск пари над поверхнею матеріалу  $p_{\text{м}}$ , тобто  $p_{\text{п}} < p_{\text{м}}$ . При цьому відбуватиметься переміщення вологи в газове середовище внаслідок її випаровування з вільної поверхні матеріалу. Видалення вологи з поверхні спричинить появу різниці концентрацій вологи всередині матеріалу, тобто виникнення рушійної сили процесу дифузії вологи в матеріалі ( $\Delta G$  або  $\Delta W$ ). Внаслідок цього волога переміщуватиметься всередині матеріалу до його поверхні. Таким чином перехід вологи матеріалу в газове середовище під час сушіння забезпечується двома фізичними явищами, які відбуваються одночасно:

дифузійним рухом вологи з внутрішніх шарів матеріалу до його поверхні  $D$ ;

випаровуванням вологи з поверхні матеріалу  $B$ .



**Рис.2.1. Принципова схема видалення вологи**

## 2.1. Сушильні агенти

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Із визначення процесу сушіння випливає, що для його реалізації до вологого матеріалу необхідно підводити теплову енергію та відводити водяну пару. Ці функції виконують *сушильні агенти*, серед яких найбільшого поширення набули нагріте повітря та димові (топкові) гази. Наявність сушильного агента є характерною ознакою *конвективних сушильних апаратів* (сушарок).

Іноді теплова енергія підводиться в інший спосіб (наприклад, крізь поверхню контакту, шляхом підігрівання високочастотним струмом тощо). Тоді функції сушильного агента обмежуються відведенням водяної пари.

### 2.1.1. Повітря як сушильний агент

Матеріал викладено за авторами [1-11].

У цьому випадку ми не розглядатимемо повітря як суміш газів – хімічних речовин. З точки зору процесів сушіння повітря нас цікавитиме як сушильний агент, що складається із суміші власне сухого повітря й водяної пари, яка міститься в ньому. При цьому в будь-якому елементарному об’ємі повітря й пара розподілені рівномірно та займають весь цей об’єм. Тоді загальний тиск повітря  $P$  дорівнюватиме сумі парціальних тисків сухого повітря  $p_c$  і пари  $p_{п.}$

$$P(B) = p_c + p_{п.} \quad (2.1)$$

де  $P$  найчастіше дорівнює барометричному тиску  $B$ , за умов якого найчастіше працюють сушильні установки.

Вологе повітря як сушильний агент має три основні характеристики: вологість, вологовміст, питома ентальпія.

Вирізняють абсолютну та відносну вологість.

*Абсолютною вологістю* називають масу водяної пари, що міститься в одиниці об'єму вологого повітря.

Оскільки об'єм кожного компонента суміші за свого парціального тиску дорівнює об'єму суміші, то й у суміші повітря з парою об'єм пари дорівнює об'єму вологого повітря. Тоді в  $1 \text{ м}^3$  пароповітряної суміші міститься  $1 \text{ м}^3$  водяної пари. Таким чином, абсолютна вологість вимірюється густиною водяної пари в суміші  $\rho_{\text{п}}$ .

*Відносною вологістю*  $\varphi$  називається співвідношення маси водяної пари, що міститься в одиниці об'єму суміші  $\rho_{\text{п}}$ , і максимально можливої маси водяної пари в одиниці об'єму  $\rho_s$  за умов однакової температури й загального тиску. У  $1 \text{ м}^3$  вологого повітря максимально можливим вмістом пари є маса  $1 \text{ м}^3$  насиченої пари  $\rho_s$  за умов однакової температури й загального тиску.

$$\varphi = \rho_{\text{п}}/\rho_s = G_{\text{п}}/G_s = \rho_{\text{п}}V/(\rho_s V). \quad (2.2)$$

Прийнявши, що для вологого повітря можна використовувати рівняння стану ідеальних газів  $1/V = \rho = p/(RT)$ , одержимо  $\rho_{\text{п}} = p_{\text{п}}/(R_{\text{п}}T)$ ,  $\rho_s = p_s/(R_{\text{п}}T)$  або

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_s} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}T} \frac{R_{\text{п}}T}{p_s} = \frac{p_{\text{п}}}{p_s}, \text{ або } p_{\text{п}} = \varphi p_s, \quad (2.3)$$

де  $R_{\text{п}}$  – питома газова стала водяної пари, Дж/(кг · К);  $p_{\text{п}}$  – парціальний тиск пари у вологому повітрі, Па;  $p_s$  – тиск насиченої водяної пари, Па;  $T$  – абсолютна температура вологого повітря, К.

Таким чином, вираз (2.3) дозволяє дійти висновку, що відносна вологість повітря можна виразити через співвідношення парціального тиску пари й тиску насиченої пари. Якщо відомі температура і загальний тиск вологого повітря, то відносна вологість однозначно визначається величиною парціального тиску  $p_{\text{п}}$ . Оскільки останній змінюється в межах від 0 (сухе повітря) до  $p_s$  (насичене пові-



тря), то і відносна вологість змінюється від 0 (коли  $p_{\text{п}} = 0$ ) до 1 (коли  $p_{\text{п}} = p_s$ ), тобто  $\varphi = 0 \dots 1$  (або  $\varphi = 0 \dots 100 \%$ ).

*Вологовмістом*  $x$ , [кг п]/[кг с], називається відношення маси пари (п), що міститься в одиниці об'єму вологого повітря, до маси сухого повітря (с) в цьому ж об'ємі:

$$x = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{с}}} = \frac{\rho_{\text{п}} V}{\rho_{\text{с}} V} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с}}} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}} T} \frac{R_{\text{с}} T}{p_{\text{с}}} = \frac{R_{\text{с}}}{R_{\text{п}}} \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с}}},$$

де  $R_{\text{с}}$  – питома газова стала сухого повітря, Дж/(кг · К);  $R_{\text{п}}$  – питома газова стала водяної пари, Дж/(кг · К).

Для системи водяна пара – повітря

$$\frac{R_{\text{с}}}{R_{\text{п}}} = \frac{R}{M_{\text{с}}} \frac{M_{\text{п}}}{R} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с}}} = 0,622,$$

де  $M_{\text{п}} = 18$  кг/моль – молярна маса води;  $M_{\text{с}} \approx 29$  кг/моль – молярна маса сухого повітря;  $R$  – універсальна газова стала, Дж/(моль · К).

Враховавши, що  $P = p_{\text{с}} + p_{\text{п}}$  та  $p_{\text{п}} = \varphi p_s$ , а отже  $p_{\text{с}} = P - p_{\text{п}}$  і  $p_{\text{с}} = P - \varphi p_s$  одержимо:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{P - \varphi p_s}. \quad (2.4)$$

Таким чином, вологовміст повітря за відомих температури й тиску однозначно визначається відносною вологістю  $\varphi$  і змінюється від 0 (коли  $\varphi = 0$ ) до  $x_{\text{max}}$  (коли  $\varphi = 1$ ), тобто  $x = 0 \dots x_{\text{max}}$ .

*Питома ентальпія* (тепловміст) вологого повітря  $I$ , Дж/[кг с], визначається сумою питомих ентальпій сухого повітря та пари, що міститься в ньому:

$$I = c_{\text{с}} t + x i = c_{\text{с}} t + x(c_{\text{п}} t + r_0), \quad (2.5)$$

де  $c_{\text{с}}$  – питома масова теплоємність сухого повітря, Дж/(кг · К);  $i$  – питома ентальпія пари, що міститься в сухому повітрі, Дж/кг;  $c_{\text{п}}$  – питома масова теплоємність пари, Дж/(кг · К);  $r_0$  – питома масова теплота пароутворення за температури 0 °С, Дж/кг.

Додатковими характеристиками вологого повітря як сушильного агента є температура точки роси й температура мокрого термометра.

*Температурою точки роси* називається температура, за якої вологе повітря, охолоджуючись за умови сталого вологовмісту, стає насиченим.

Фізична сутність цього параметра полягає в тому, що повітря, вміщене в замкнену посудину ( $x = \text{const}$ ) охолоджуватиметься до стану, коли парова фаза стане насиченою, і на стінках посудини почне випадати роса. Ця характеристика є важливою не тільки для сушіння, але й для інших технологічних процесів, коли не можна допустити утворення роси (наприклад, під час очищення газових сумішей від пилу).

Температуру точки роси можна визначити з виразу (2.4), взявши  $\phi = 1$ .

*Температурою мокрого термометра* називається температура, за якої вологе повітря, охолоджуючись за умови сталого тепловмісту, стає насиченим.

Розглядаючи фізичну сутність цього параметра, можна помітити, що саме його визначення є дещо парадоксальним. Адже як повітря може охолоджуватися, не змінюючи свій тепловміст?

У цьому випадку це є можливим, оскільки тепловміст вологого повітря визначається двома складовими – питомими ентальпіями сухого повітря і пари, що міститься в ньому (див. вираз (2.5)). Якщо розташувати поруч у вологому повітрі сухий та змочений термометри, то покази останнього будуть меншими, причому різниця в показах буде чітко визначеною за кожних умов. Це пояснюється тим, що повітря, контактуючи з вологою на поверхні термометра за адіабатичних умов (тобто без підведення та відведення теплоти ззовні), насичується водяною парою, охолоджуючись за умов сталого тепловмісту. Тобто питома ентальпія сухого повітря витрачається на випаровування вологи та зростання ентальпії пари, а загальна ентальпія вологого повітря залишається незмінною (розрахунок вологовмісту при цьому див. п.2.6).

Межею охолодження повітря буде температура, яка відповідає його повному насиченню (коли  $\phi = 1$ ). Температура, яка визначається за мокрим термометром, є саме такою границею. Якщо замість мокрого термометра у повітрі розташувати вологий матеріал, то його температура знизиться до цієї границі охолодження. Це дозволяє здійснювати сушіння будь-яких вологих матеріалів за умови сталої ентальпії сушильного агента ( $I = \text{const}$ ) і визначати відносну во-

логість повітря  $\varphi$  за різницею показів сухого й мокрого термометрів, об'єднаних в одному приладі (*психрометри*).

## 2.2. Статика сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Принципову схему видалення вологи з капілярно-пористого матеріалу в сушильному апараті наведено на рис.2.1. Випаровування  $B$  вологи з поверхні вологого матеріалу відбувається за законами випаровування і розпочинається відразу після підведення до неї сушильного агента  $A$  (наприклад, повітря). Внаслідок цього утворюється різниця концентрацій вологи всередині матеріалу, що є рушійною силою дифузії  $D$  вологи в матеріалі. Дифузія забезпечує безперервне підведення вологи до поверхні матеріалу. Вбирання вологи сушильним агентом можливе за умови, коли тиск пари над матеріалом перевищує парціальний тиск пари в сушильному агенті, тобто  $p_{\text{п}} < p_{\text{м}}$ . При цьому відносна вологість сушильного агента  $\varphi < 1$  ( $\varphi < 100\%$ ).

*Статика сушіння* встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами вологого матеріалу та сушильного агента, визначає їхні витрати, матеріальний і тепловий баланси, а також витрати теплової енергії під час сушіння.

*Кінетика сушіння* розглядає змінення згаданих вище параметрів з часом і визначає тривалість сушіння за різних умов.

### 2.2.1. Основний сушильний процес

Матеріал викладено за авторами [1-11].

На рис.2.2 наведено схему сушіння вологого матеріалу повітрям в сушарці стрічкового типу. Подібну схему з позначеннями необхідних розрахункових параметрів (табл.2.1) можна використовувати і для інших видів сушильних установок, які, зазвичай, складаються з основного  $Q_{\text{к}}$  і додаткового  $Q_{\text{д}}$  калориферів, повітродувок, систем транспортування вологого матеріалу, його подавання і відведення, апаратів для очищення повітря тощо. Зрозуміло, що й залежності,

що виводитимуться нижче, можна використовувати для розрахунку й інших типів сушильних установок.

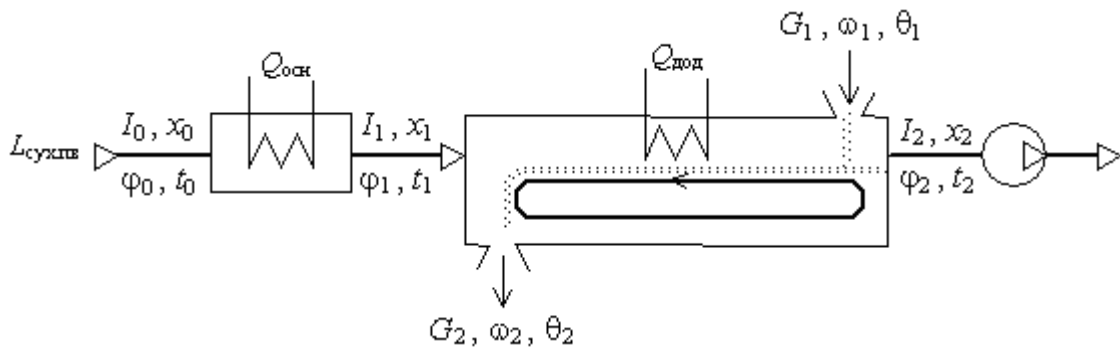


Рис.2.2. Схема основного сушильного процесу

Таблиця 2.1. Основні параметри, які використовуватимуться під час розрахунку статички основного сушильного процесу

Позначення	Одиниця виміру	Параметр
$G_1, G_2,$ $G_m$	кг/с	Масові витрати вихідного вологого матеріалу, матеріалу після сушіння, сухого матеріалу (під час сушіння не змінюється)
$W$	кг/с	Масова витрата вологи, випареної під час сушіння
$\omega_1, \omega_2$	кг/кг	Вологості матеріалу до і після сушіння
$\theta_1, \theta_2$	°C	Температури матеріалу перед і після сушіння
$L_c$	кг/с	Масова витрата повітря, яке проходить крізь установку
$l$	[кг с]/[кг п]	Питома масова витрата повітря (масова витрата повітря, необхідна для випарування одиниці маси вологи)
$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$	кг/кг	Відносна вологість повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$x_0, x_1, x_2$	[кг п]/[кг с]	Вологовміст повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї

Позначення	Одиниця виміру	Параметр
$I_0, I_1, I_2$	Дж/[кг с]	Питома ентальпія повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$t_0, t_1, t_2$	°С	Температура повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$Q_k, Q_d$	Вт	Потужність нагрівників основного та додаткового калориферів
$q_k, q_d$	Дж/[кг п]	Витрати теплоти на випарювання одиниці маси вологи в основному та додатковому калориферах

**Примітка.** Змінення основних параметрів за матеріалом і повітрям зручно співвідносити з величинами  $G_m$  і  $L_c$ , які в процесі сушіння не змінюються.

### 2.2.1.1. Основи розрахунку

Матеріал викладено за авторами [1-11].

*Матеріальний баланс. Кількість випареної вологи*

Очевидно, що

$$G_1 = G_2 + W, \text{ або } W = G_1 - G_2. \quad (2.6)$$

За відсутності втрат баланс за сухим матеріалом має вигляд:

$$G_m/G_1 = 1 - \omega_1; \quad G_m/G_2 = 1 - \omega_2; \quad G_m = G_1(1 - \omega_1) = G_2(1 - \omega_2);$$

$$G_1/G_2 = (1 - \omega_2)/(1 - \omega_1). \quad (2.7)$$

Тоді з урахуванням (2.6) і (2.7)

$$G_1 = G_2 \frac{1 - \omega_2}{1 - \omega_1}; \quad G_2 = G_1 \frac{1 - \omega_1}{1 - \omega_2},$$

$$W = G_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{1 - \omega_2}; \quad W = G_2 \frac{\omega_1 - \omega_2}{1 - \omega_1}. \quad (2.8)$$

Вирази (2.6–2.8) дозволяють за умов відомих значень вологості й маси вологого матеріалу визначити масу матеріалу після сушіння та кількість випареної вологи.

*Загальна й питома витрати повітря*

Якщо припустити (див. рис.2.2), що витрата сухого повітря є сталою величиною ( $L_c = \text{const}$ ), то під час його проходження крізь сушарку змінюватиметься лише вологовміст (від  $x_1$  до  $x_2$ ). У цьому випадку рівняння балансу за вологою, яка знаходиться в повітрі, має вигляд

$$W = L_c x_2 - L_c x_1 = L_c (x_2 - x_1). \quad (2.9)$$

Тоді масова витрата сухого повітря

$$L_c = W / (x_2 - x_1). \quad (2.10)$$

Формула (3.10) дає можливість визначити витрату повітря, необхідного для видалення з матеріалу кількості вологи  $W$ . Вочевидь, питома витрата повітря на кожен кілограм випареної вологи з урахуванням того, що в калорифері вологовміст повітря не змінюється ( $x_1 = x_0$ ), становитиме, [кг с]/[кг п],

$$l = L_c / W = 1 / (x_2 - x_1) = 1 / (x_2 - x_0). \quad (2.11)$$

Чим меншою буде різниця між  $x_2$  та  $x_1$ , тим більшими будуть загальна й питома витрати повітря, що свідчатиме про недостатню ефективність використання сушильного агента.

#### *Тепловий баланс. Витрата теплової енергії*

Розглянемо загальний випадок роботи сушильної установки (див. рис.2.2), коли підведення теплової енергії здійснюється в калорифері ( $Q_k$ ) і, додатково, у самій сушильній камері ( $Q_d$ ), мають місце витрати теплоти на підігрів матеріалу від  $\theta_1$  до  $\theta_2$  і транспортних засобів від  $t'_T$  до  $t''_T$  (якщо вони виходять за межі сушильної камери), а також втрати теплоти в навколишнє середовище (табл.2.2).

**Таблиця 2.2. Основні складові теплового балансу сушильної установки**

Прибуток теплоти		Видаток теплоти	
З повітрям	$L_c I_0$	З повітрям, що виходить з камери	$L_c I_2$
З матеріалом	$G_2 c_M \theta_1$	З сухим матеріалом	$G_2 c_M \theta_2$
З транспортером на вході	$G_T c_T t'_T$	З транспортером на виході	$G_T c_T t''_T$
З вологою в матеріалі	$W c \theta_1$	Втрати в навколишнє середовище	$Q_{втр}$

Від калорифера	$Q_k$		
Від додаткового підігріву в камері	$Q_d$		

**Примітка.** Задля зручності розрахунків вихідну витрату матеріалу в складових прибутку і видатку теплоти записано у вигляді  $G_1 = G_2 + W$ .

У цьому випадку рівняння теплового балансу має вигляд

$$LcI_0 + G_2c_m\theta_1 + G_Tc_Tt'_T + Wc\theta_1 + Q_k + Q_d = LcI_2 + G_2c_m\theta_2 + G_Tc_Tt''_T + Q_{втр}. \quad (2.12)$$

Розв'яжемо рівняння (3.12) відносно величини активного підведення теплоти:

$$Q = Q_k + Q_d = Lc(I_2 - I_0) + G_2c_m(\theta_2 - \theta_1) + G_Tc_T(t''_T - t'_T) - Wc\theta_1 + Q_{втр}. \quad (2.13)$$

Рівняння (3.13) можна записати й у вигляді питомих величин, поділивши кожен його добуток на  $W$ . Тоді

$$q = q_k + q_d = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T + q_{втр} - c\theta_1, \quad (2.14)$$

де  $l = Lc/W$ ;  $q_m = G_2c_m(\theta_2 - \theta_1)/W$ ;  $q_T = G_Tc_T(t''_T - t'_T)/W$ ;  $q_{втр} = Q_{втр}/W$ .

Питома витрата теплоти в калорифері

$$q_k = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T + q_{втр} - c\theta_1 - q_d. \quad (2.15)$$

### 2.2.1.2. Теоретичний процес сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Для зручності подальших розрахунків сушильних установок вводиться поняття *теоретичного процесу сушіння*, за умов якого додаткове підведення теплоти й теплові втрати відсутні (тобто  $q_d = 0$  і  $q_m + q_T + q_{втр} = 0$ ) або додаткове підведення теплоти компенсує теплові втрати (тобто  $q_d = q_m + q_T + q_{втр}$ ), а температура матеріалу на вході в сушильну камеру дорівнює нулю ( $\theta_1 = 0$ ). Тоді вираз (2.15) набуде вигляду

$$q_k = l(I_2 - I_0).$$

З іншого боку,  $Q_k = LcI_1 - LcI_0 = Lc(I_1 - I_0)$ , а  $q_k = Q_k/W = l(I_1 - I_0)$ . Звідки

$$\begin{aligned} l(I_2 - I_0) &= l(I_1 - I_0), \\ I_2 &= I_1. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Вираз (2.16) має назву *основного рівняння теплового балансу теоретичного процесу сушіння*.

Нагадаємо, що теоретичний процес відбувається за умов сталого тепловмісту сушильного агента. Це цілком можливо, оскільки питома ентальпія сухої частини повітря витрачається на випаровування вологи з матеріалу, що спричинює зростання вологовмісту  $x$  і питомої ентальпії вологої частини повітря, а тепловміст  $I$  залишається сталим (див. (2.5)).

Отже основними розрахунковими рівняннями теоретичного процесу є

$$\left. \begin{aligned} I_2 &= I_1 \\ q_k &= (I_2 - I_0)/(x_2 - x_0) = (I_1 - I_0)/(x_2 - x_1) \\ l &= 1/(x_2 - x_0) = 1/(x_2 - x_1) \end{aligned} \right\}. \quad (2.17)$$

Рівняння (2.17) указують на те, що під час сушіння кількість повітря має бути достатньою для відведення випареної вологи та для підведення необхідної для випаровування вологи кількості теплоти.

### 2.2.1.3. Дійсний процес сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

*Дійсний процес сушіння* відрізняється від теоретичного тим, що температура матеріалу на вході в сушильну камеру  $\theta_1 \neq 0$ , існує додаткове підведення теплоти, втрати останньої на підігрів матеріалу і транспортних засобів, а також втрати в навколишнє середовище. Зіставлення рівнянь (2.15) і (2.16) дає вираз

$$q_k = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T + q_{втр} - c\theta_1 - q_d = l(I_1 - I_0),$$

звідки

$$l(I_2 - I_1) = (q_d + c\theta_1) - (q_m + q_T + q_{втр}).$$

Якщо праву частину цього рівняння позначити  $\Delta$ , тобто

$$\Delta = (q_d + c\theta_1) - (q_m + q_T + q_{втр}) = q_d + c\theta_1 - \Sigma q, \quad (2.18)$$

то  $l(I_2 - I_1) = \Delta$ , або



$$I_2 = I_1 + \Delta/l. \quad (2.19)$$

Вираз (2.19) має назву *основного рівняння теплового балансу дійсного процесу сушіння*.

У дійсному процесі сушіння основні параметри сушильного агента (див. рис.2.2 і табл.2.1) співвідносяться так:

$$t_0 < t_1 > t_2, \quad x_0 = x_1 < x_2, \quad \varphi_0 > \varphi_1 < \varphi_2, \quad I_0 < I_1 \leq I_2.$$

Співвідношення між  $I_1$  та  $I_2$ , тобто змінення тепловмісту  $I$  під час сушіння, визначається знаком величини  $\Delta$ . Можливі три варіанти:  $I_2 > I_1$ , коли  $\Delta > 0$ ;  $I_2 < I_1$ , коли  $\Delta < 0$ ;  $I_2 = I_1$ , коли  $\Delta = 0$  (теоретичний процес).

У свою чергу, знак величини  $\Delta$  визначається питомою потужністю додаткового нагрівника  $q_d$  (див. (2.18)), тобто параметром, активно керованим. За відсутності додаткового підведення теплоти до сушильної камери величина  $\Delta$  є завжди від'ємною ( $\Delta < 0$ ).

## 2.2.2. Основи розрахунку статички процесів сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Розрахунок основних параметрів статички процесів сушіння може виконуватися аналітичним шляхом за виведеними раніше залежностями, що визначають матеріальний і тепловий баланси. Однак раціональніше скористатися графоаналітичним методом розрахунку, який базується на  $I$ - $x$  діаграмі стану вологого повітря (діаграмі професора Л. К. Рамзіна<sup>1</sup>).

### 2.2.2.1. Діаграма стану вологого повітря $I$ - $x$

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Діаграму стану вологого повітря (рис.2.3) побудовано за умови барометричного тиску  $B = 745$  мм рт. ст. у координатах  $I$ - $x$ . Для зручності використання

<sup>1</sup> РАМЗІН Леонід Костянтинович (1887–1948), радянський теплотехнік, розробник плану ГОЕЛПРО. Один із засновників і перший директор Всесоюзного теплотехнічного інституту (1921–1930). У 1930 р. репресований. У таборі закінчив розрахунки для побудови діаграми стану вологого повітря й розробив конструкцію промислового прямотечійного котла ("котел Рамзіна"), за що згодом був удостоєний Сталінської премії.

площі діаграми допоміжну вісь  $x$  розташовано під кутом  $135^\circ$  до осі  $I$ . Лінії  $I = \text{const}$  розташовано паралельно допоміжній осі. Будь-яка точка на  $I$ - $x$  діаграмі однозначно характеризує певний стан вологого повітря.

На діаграму нанесено:

– лінії сталих питомих ентальпій (ізоентальпи) вологого повітря  $I = \text{const}$  (одиниця виміру, як правило, – кДж/[кг с]), проведені паралельно додатковій осі, розташованій під кутом  $135^\circ$  до осі ординат;

– лінії сталих вологовмістів вологого повітря  $x = \text{const}$  (одиниця виміру, зазвичай, – [кг п]/[кг с]), проведені паралельно осі ординат;

– лінії сталих температур (ізотерми) вологого повітря (одиниця виміру –  $^\circ\text{C}$ ), проведені під змінним кутом до осі ординат. Ізотерми вологого повітря будують за розв'язками рівняння (2.5):

$$I = c_c t + x(c_n t + r_0).$$

Для цього, послідовно приймаючи параметр  $t$  рівним значенню в межах від 0 до  $t_{\text{max}}$  з кроком  $10^\circ\text{C}$ , для вологовмістів  $x_1, x_2, \dots, x_n$  за рівнянням (2.5) визначають відповідні питомі ентальпії  $I_1, I_2, \dots, I_n$ . Потім за точками з координатами  $x_1-I_1, x_2-I_2, \dots, x_n-I_n$  будують ізотерми для кожного значення  $t$ ;

– лінії сталих відносних вологостей повітря  $\varphi = \text{const}$  (одиниця виміру – частки одиниці або відсотки), проведені з перегином відносно осі ординат. Лінії сталих відносних вологостей будують за розв'язками рівняння (2.4):

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s}.$$

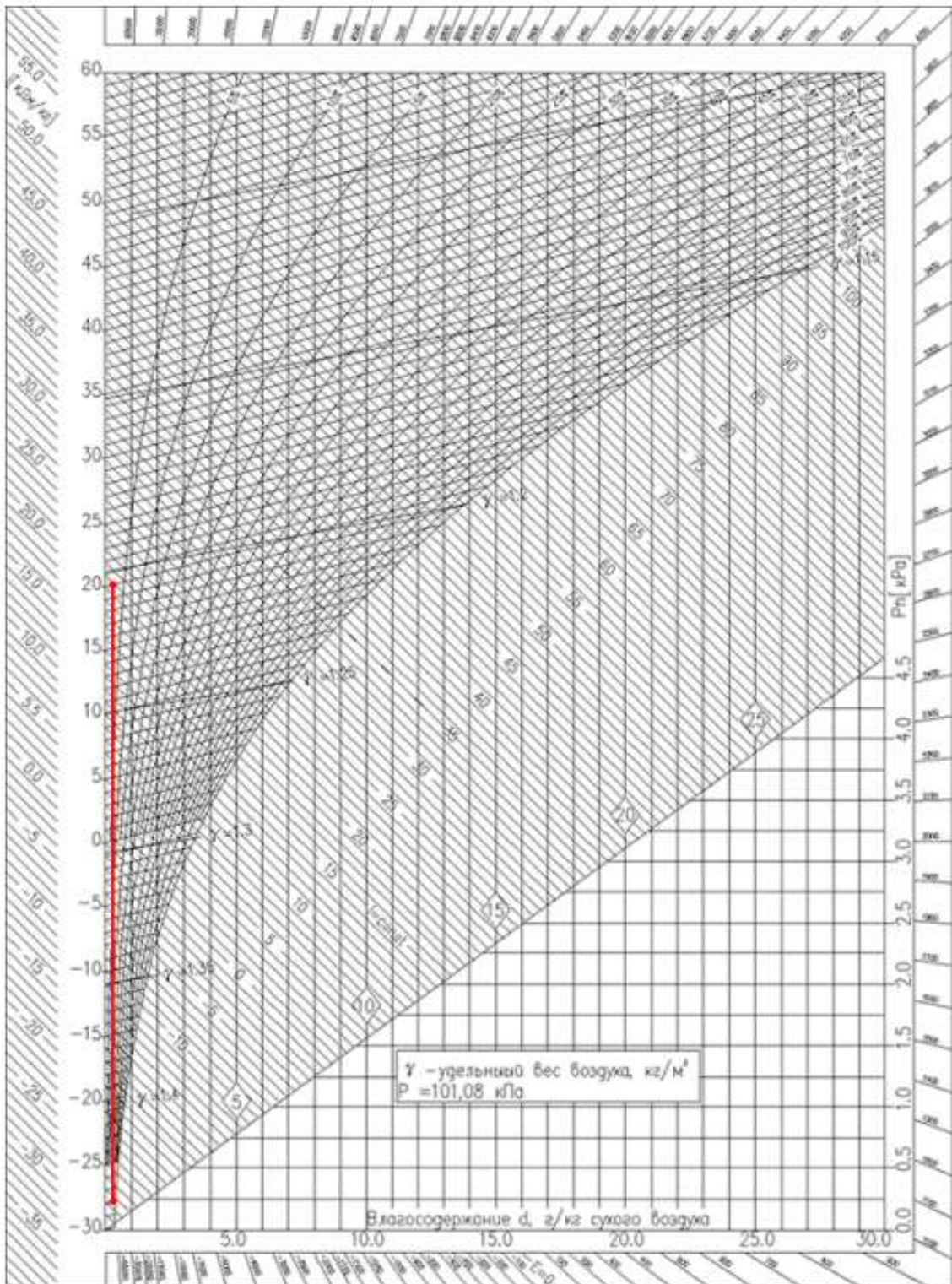
Для цього, послідовно приймаючи  $\varphi$  рівним значенню в межах від 0 до 1 (від 0 до 100 %) з кроком 0,1 (10 %), для температур насичення  $t_1, t_2, \dots, t_n$  і відповідних їм тисків  $p_{s1}, p_{s2}, \dots, p_{s, n}$  за рівнянням (2.4) визначають вологовмісти  $x_1, x_2, \dots, x_n$ . Потім за точками з координатами  $x_1-t_1, x_2-t_2, \dots, x_n-t_n$  будують лінії сталих відносних вологостей для кожного значення  $\varphi$ .

*Зауваження:*

1. Рівняння (2.4) можна записати у вигляді

$$\varphi = \frac{Bx}{p_s(0,622+x)}$$

### I-D діаграма



**Рис.2.3. Діаграма стану вологого повітря**

Коли  $t = 99,4 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $p_s = B$ , а відносна вологість  $\varphi = x/(0,622 + x)$ , тобто не залежить від температури (фіксується значенням  $x$ ) і зображується на  $I$ - $x$  діаграмі вертикальною лінією (на рис.2.3 див. таку лінію для  $\varphi = 5 \%$ ).

2. Лінія  $\varphi = 1$  (100 %) поділяє діаграму стану вологого повітря на дві зони. Вище за лінію  $\varphi = 1$  повітря може слугувати сушильним агентом. Точки на лінії  $\varphi = 1$  відповідають станові насиченого паровою фазою повітря, яке більше не в змозі вбирати вологу (див. п.2.1.1). При цьому температура точки роси визначається ізотермою, проведеною через точку перетину лінії  $x = \text{const}$  із лінією  $\varphi = 1$ , а температура мокрого термометра (межа охолодження) – ізотермою, проведеною через точку перетину лінії  $I = \text{const}$  із лінією  $\varphi = 1$ .

– лінію *парціального тиску* водяної пари (одиниця виміру – кПа або мм рт. ст.), проведenu в нижній частині діаграми з початку координат під нахилом до осі абсцис. Лінія парціального тиску будується за розв'язками рівняння (2.4), записаного так:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}, \text{ або } p_{\text{п}} = \frac{B x}{0,622 + x}. \quad (2.20)$$

Виходячи з (2.20), можна дійти висновку, що парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі  $p_{\text{п}}$  залежить від вологовмісту та змінюється в межах від 0 до  $p_{\text{max}}$ , яке відповідає вологовмістові  $x_{\text{max}}$ . Значення  $p_{\text{п}}$  нанесено на вертикальній осі внизу праворуч.

Таким чином, хоча параметри вологого повітря можна визначити аналітично за наведеними в п.2.2 рівняннями,  $I$ - $x$  діаграма надає можливість одержати всю інформацію про стан сушильного агента за будь-якою точкою на її полі, що знаходиться вище лінії  $\varphi = 1$ , тобто визначити параметри  $I$ ,  $t$ ,  $x$ ,  $\varphi$ ,  $p_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{м.т}}$ ,  $t_{\text{т.р}}$ .

### 2.2.2.2. Розрахунок основних параметрів статички за $I$ - $x$ діаграмою

Матеріал викладено за авторами [1-11].

У подальших розрахунках розглядатиметься конвективне сушіння повітрям з його однократним проходженням крізь сушильну камеру та підведенням теплоти в калорифері  $Q_k$  й сушильній камері  $Q_d$  (рис.2.4). При цьому конструктивне оформлення процесу може різнитися.

Зазвичай у технічному завданні на проектування (або вибір) сушильної установки задаються масова витрата  $G_1$  матеріалу, що має бути висушеним та його початкова  $\varphi_1$  і кінцева  $\varphi_2$  вологості, що надає змогу визначити кількість випареної води  $W$  за рівняннями матеріального балансу. Очевидно, що *головною метою розрахунку* сушильної установки є визначення витрат теплоти  $Q_k$ ,  $Q_d$  і сушильного агента  $L_c$ , оскільки саме після цього з'являється можливість спроектувати (або вибрати) сушильну установку та її комплектацію.

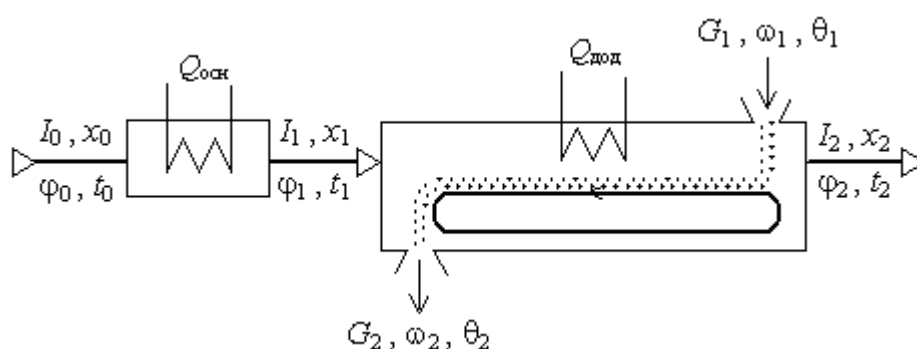


Рис.2.4. Принципова схема процесу сушіння

Для виконання розрахунків скористаємося  $I$ - $x$  діаграмою.

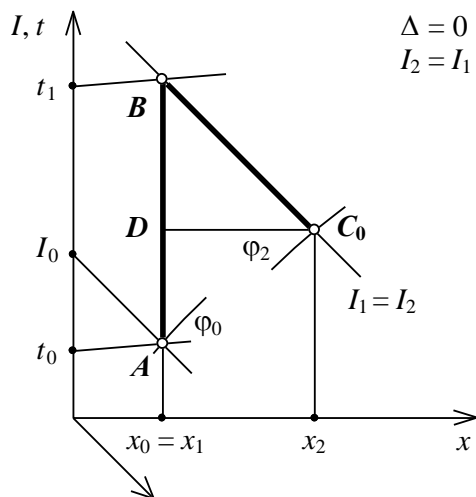
*Побудова теоретичного процесу сушіння*

Початковою в побудові теоретичного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі (рис.2.5) є точка  $A(\varphi_0; t_0)$ , координати якої – відносна вологість  $\varphi_0$  і температура  $t_0$  – є довідковими для певної географічної зони й пори року (табл.2.3).

**Таблиця 2.3. Середня температура  $t_0$  та відносна вологість  $\varphi_0$  атмосферного повітря в деяких регіонах України**

Місто	Січень		Липень	
	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\varphi_0, \%$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\varphi_0, \%$
Дніпропетровськ	-6,0	88	22,3	60
Керч	-1,3	88	23,4	68
<b>Київ</b>	<b>-6,0</b>	<b>89</b>	<b>19,3</b>	<b>69</b>
Кіровоград	-5,8	88	20,9	60
Луганськ	-7,0	84	22,2	59
Миколаїв	-4,0	88	23,1	63
Одеса	-3,1	88	22,6	61
Севастополь	+2,0	83	23,3	68
Харків	-7,7	88	20,3	65
Херсон	-3,4	89	23,3	62
Ялта	+3,7	76	24,1	60

Після визначення місцезнаходження точки  $A$  фіксують значення вологовмісту  $x_0$  і питомої ентальпії  $I_0$ . Далі будують процес нагрівання в калорифері до температури  $t_1$ , який відбувається за умови сталого вологовмісту  $x_0 = x_1$  і через це має вигляд вертикального відрізка  $AB$ , проведеного до перетину з ізотермою  $t_1 = \text{const}$  у точці  $B$ . Температура  $t_1$ , до якої повітря нагрівається в калорифері, задають або вибирають, виходячи з технологічних параметрів сушіння. Теоретичний процес сушіння (коли  $I_2 = I_1$ ) будують уздовж лінії  $I_1 = \text{const}$  у вигляді нахиленого під кутом  $135^\circ$  до осі ординат променя  $BC_0$ , який проводять до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C_0$ . При цьому значення  $\varphi_2$  ( $t_2$ ) задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %). Точці  $C_0$  відповідають значення характеристик стану вологого повітря  $x_2, I_2, t_2, \varphi_2$ , за досягнення яких теоретичний процес сушіння закінчується.



**Рис.2.5. Теоретичний процес сушіння**

Після побудови процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі можна розрахувати:

– питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$  як

$$l = \frac{1}{M_x [DC_0]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $[DC_0]$  – довжина відрізка  $DC_0$ ,  $\text{мм}$ ;

– питому витрату теплової енергії в калорифері  $q_k = (I_2 - I_0)/(x_2 - x_0)$  як

$$q_k = \frac{M_I [AB]}{M_x [DC_0]} = m \frac{[AB]}{[DC_0]},$$

де  $M_I$  – масштаб діаграми за віссю  $I$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $[AB]$  – довжина відрізка  $AB$ ,  $\text{мм}$ ;  $m$  – зведений масштаб діаграми.

Загальні витрати повітря і теплової енергії при цьому становитимуть

$$L_c = l W \text{ і } Q_k = q_k W,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (2.9).

Отже теоретичний процес сушіння зображають на  $I$ - $x$  діаграмі у вигляді ламаної, яка складається з двох відрізків:  $AB$ , що передає процес нагрівання сушильного агента в калорифері, та  $BC_0$ , що характеризує процес у сушильній камері за умови, коли  $I_2 = I_1$ .

#### *Побудова дійсного процесу сушіння*

Побудову дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі здійснюють з урахуванням основного рівняння теплового балансу дійсного процесу сушіння (2.19):

$$I_2 = I_1 + \Delta/l,$$

де величина  $\Delta$  визначається виразом (2.18).

При цьому можливі три випадки:  $I_2 > I_1$ , коли  $\Delta > 0$ ;  $I_2 < I_1$ , коли  $\Delta < 0$ ;  $I_2 = I_1$ , коли  $\Delta = 0$  (теоретичний процес). Розглянемо випадок, коли  $\Delta > 0$  (рис.2.6, а).

У цьому випадку промінь  $BC_0$  відображає теоретичний процес. Задача полягає у визначенні напрямку променя  $BC$ , який відображає дійсний процес у сушильній камері (на рис.2.6, а – за умови, коли  $I_2 > I_1$ ).

Запишемо рівняння дійсного процесу (2.19) як

$$l(I_2 - I_1) = \Delta, \text{ або } (I_2 - I_1)/(x_2 - x_1) = \Delta \quad (2.21)$$

Вираз (2.21) є рівнянням прямої лінії, яка проходить через точки  $B(x_1; I_1)$  і  $C(x_2; I_2)$ . Тоді для будь-якої точки, що належить цій прямій, наприклад точки  $E$  (див. рис. 2.6):

$$(I - I_1)/(x - x_1) = \Delta, \quad m[eE]/[eF] = \Delta, \quad (2.22)$$

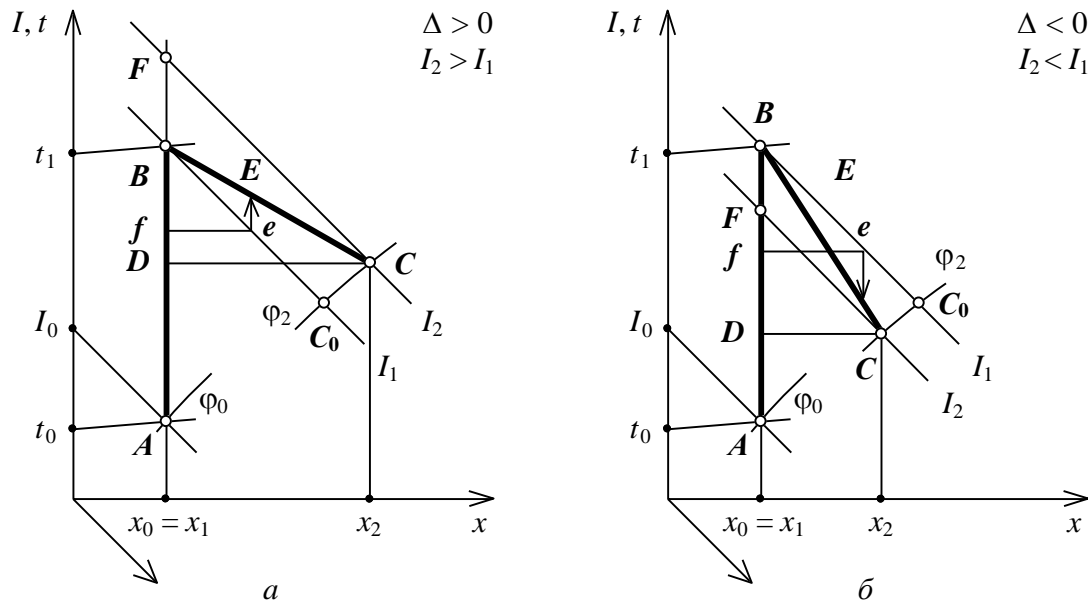
$$[eE] = [eF] \Delta / m, \quad (2.23)$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[eE]$  – довжина відрізка  $eE$ , мм;  $[eF]$  – довжина відрізка  $eF$ , мм.

Виходячи з цього, побудова дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі здійснюють таким чином. Спочатку за порядком, наведеним в п.2.2.2.3, будують теоретичний процес. Далі за рівнянням (2.18) визначають величину  $\Delta$ . При цьому питому потужність  $q_d$ , зазвичай, задають (хоча можливі варіанти розрахунку залежно від обраного значення  $q_d$ ). Потім на відріжку  $BC_0$  довільно вибирають точку  $e$ , і за рівнянням (2.23) визначають довжину відрізка  $eE$ . Відрізок  $eE$  відкладають вгору, якщо  $\Delta > 0$  (див. рис.2.6, а), і вниз, якщо  $\Delta < 0$  (див. рис.2.6, б). Через точку  $E$  проводять промінь  $BE$  до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  чи ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C$ . При цьому значення  $\varphi_2$  ( $t_2$ ) задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %). Точці  $C$  відповідають значення характеристик стану вологого повітря  $x_2, I_2, t_2, \varphi_2$ , за досягнення яких дійсний процес сушіння закінчу-



ється. Нарешті, через точку  $C$  проводять ізоентальпу  $I_2 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точці  $F$ .



**Рис.2.6. Дійсний процес сушіння: а –  $\Delta > 0$ ; б –  $\Delta < 0$**

Отже дійсний процес сушіння зображають на  $I$ - $x$  діаграмі у вигляді ламаної, яка складається з двох відрізків:  $AB$ , що передає процес нагрівання сушильного агента в калорифері, та  $BC$ , що характеризує реальний процес у сушильній камері.

Після побудови дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі розраховують його основні параметри – витрату повітря й витрати теплової енергії.

*Побудова дійсного процесу, коли відомі початкові й кінцеві параметри сушіння*

У цьому випадку також виконують допоміжні розрахунки для визначення кількості випареної вологи  $W$  і величини  $\Delta$ . Оскільки початкові й кінцеві параметри сушіння задаються, то розташування точок  $A(\varphi_0; t_0)$  і  $C(\varphi_2; t_2)$  є наперед відомим. Виходячи з цього, можна відразу визначити питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$  як

$$l = \frac{1}{M_x [DC]}.$$

Тоді, розрахувавши  $\Delta$  за рівнянням (2.18), можна визначити величину  $\Delta/l$ , і відкласти відрізок  $CC_0$ , що відповідає їй у масштабі  $M_l$ , від точки  $C$  вниз, якщо  $\Delta > 0$  (рис.2.7, а), і вгору, якщо  $\Delta < 0$  (рис.2.7, б). Далі через точки  $C$  і  $C_0$  проводять ізоевальпи  $I_2 = \text{const}$  та  $I_1 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точках  $F$  і  $B$ , відповідно. Положення точки  $B$  дозволяє визначити температуру  $t_1$  в калорифері, необхідну для здійснення такого процесу сушіння.

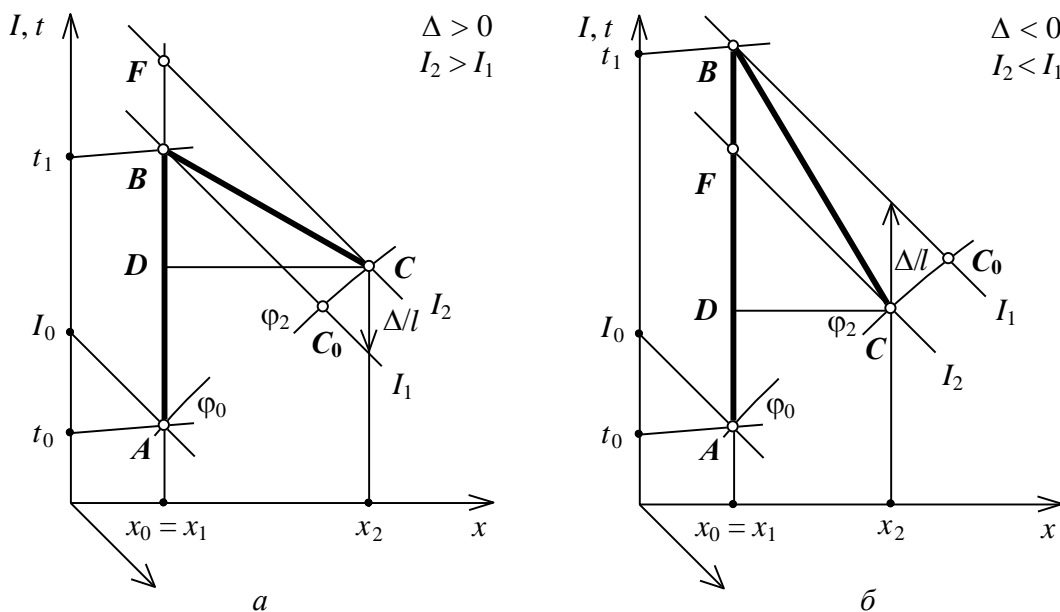
*Розрахунок основних параметрів дійсного процесу сушіння*

Розрахунок основних параметрів, необхідних для проектування (вибору) сушильної установки виконують після побудови дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі (див. рис.2.7). Завдяки побудові можна визначити:

– питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$  як

$$l = \frac{1}{M_x [DC]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $[DC]$  – довжина відрізка  $DC$ ,  $\text{мм}$ ;



**Рис.2.7. Побудова дійсного процесу сушіння, коли відомі початкові й кінцеві параметри сушіння: а –  $\Delta > 0$ ; б –  $\Delta < 0$**

при цьому загальна витрата повітря

$$L_c = lW,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (2.9);

– питому витрату теплової енергії  $q = q_k + q_d$ . При цьому

$$q_k = l(I_1 - I_0) = (I_1 - I_0)/(x_2 - x_0), \quad q_k = \frac{M_l [AB]}{M_x [DC]} = m \frac{[AB]}{[DC]};$$

а  $q_d$  визначають із рівняння дійсного процесу сушіння:

$$I_2 = I_1 + \Delta/l \quad \text{або} \quad l(I_2 - I_1) = \Delta = q_d + c\theta_1 - (q_m + q_r + q_{втр}),$$

$$q_d = l(I_2 - I_1) + q_m + q_r + q_{втр} - c\theta_1 = (I_2 - I_1)/(x_2 - x_0) + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q_d = \frac{M_l [BF]}{M_x [DC]} + \Sigma q - c\theta_1 = m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1;$$

$$q = q_k + q_d = m \frac{[AB]}{[DC]} + m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q = m \frac{[AF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1. \quad (2.24)$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[BF]$  – довжина відрізка  $BF$ , мм;  $[AF]$  – довжина відрізка  $AF$ , мм.

Відповідно

$$Q_k = q_k W, \quad Q_d = q_d W, \quad Q = q W,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (2.9).

### 2.2.3. Варіанти основного сушильного процесу

Матеріал викладено за авторами [1-11].

У цьому випадку під варіантами сушильного процесу розуміють можливі співвідношення між  $q_k$  і  $q_d$  за умов рівнозначного за витратами повітря і теплової енергії процесу (рис.2.8).

Для спрощення візьмемо  $\Sigma q - c\theta_1 = 0$ , тобто в усіх випадках  $\Delta = q_d$ .

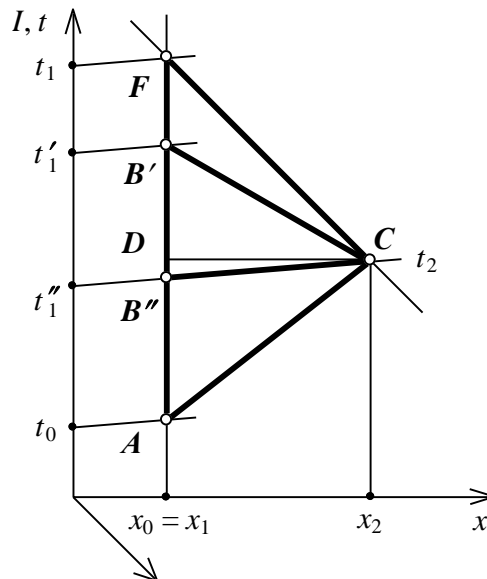
*Варіант 1* (процес  $FC$ ). У цьому випадку температура  $t_1$  в калорифері є максимальною. Тоді

$$q_k = m [AF]/[DC], \quad q_d = 0, \quad q = q_k = m [AF]/[DC].$$

Варіант 2 (процес  $B'C$ ). Повітря в калорифері нагрівають до температури  $t'_1 < t_1$ . Тоді

$$q_k = m[AB']/[DC], \quad q_d = m[B'F]/[DC],$$

$$q = q_k + q_d = m [AF]/[DC].$$



**Рис.2.8. Варіанти сушильного процесу**

Варіант 3 (процес  $B''C$ ). Температура сушильного агента під час сушіння не змінюється:  $t_1'' = t_2 < t_1$ . Тоді

$$q_k = m [AB'']/[DC], \quad q_d = m [B''F]/[DC], \quad q = q_k + q_d = m [AF]/[DC].$$

Варіант 4 (процес  $AC$ ). У калорифері сушильний агент не підігрівається і має найбільшу температуру на виході із сушильної камери:  $t_0 < t_2$ . Тоді

$$q_k = 0, \quad q_d = m [AF]/[DC], \quad q = q_d = m [AF]/[DC].$$

Попри те, що всі розглянуті процеси є рівнозначними з точки зору витрат повітря і теплоти, вони надають можливість керувати температурою сушильного агента в межах від  $t_1 = t_{\max}$  до  $t_2 = t_{\min}$ . Це особливо важливо, якщо відбувається сушіння матеріалів, які розкладаються під дією температури (*термолабільних*), а також з конструктивних міркувань. Дійсно, сушильна установка може працювати без додаткового підведення теплоти в сушильній камері ( $q = q_k$ ;  $q_d = 0$ ,  $q_k \rightarrow \max$ ), із нагріванням сушильного агента в калорифері з додатковим під-

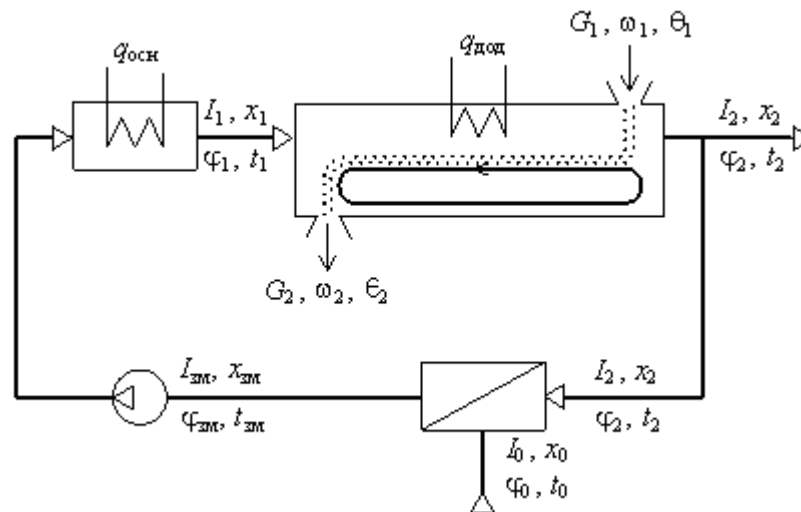
веденням теплоти ( $q = q_k + q_d$ ), і без попереднього нагрівання в калорифері ( $q = q_d$ ;  $q_k = 0$ ,  $q_d \rightarrow \max$ ).

#### 2.2.4. Сушіння з рециркуляцією

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Під час сушіння з рециркуляцією частину спрацьованого сушильного агента повертають для повторного використання. Сушіння за такою схемою (рис.2.9) дозволяє:

- використовувати теплоту повітря, що виходить із сушильної камери;
- організувати більш “м’які” умови сушіння, завдяки більшій відносній вологості  $\phi$  й вологовмісту  $x$  сушильного агента;
- сприяти економії сушильного агента.



**Рис.2.9. Схема сушіння з рециркуляцією частини спрацьованого сушильного агента**

Однією з основних характеристик такого процесу є коефіцієнт рециркуляції  $n$ , який визначає, скільки кілограмів сухого повітря, що міститься у спрацьованому, додають на кожен кілограм сухого зовнішнього повітря. Тоді

$$nx_2 + 1 \cdot x_0 = (1 + n)x_m,$$

звідки параметри суміші (за аналогією):

$$x_m = \frac{x_0 + nx_2}{1+n}; \quad t_m = \frac{t_0 + nt_2}{1+n}; \quad \varphi_m = \frac{\varphi_0 + n\varphi_2}{1+n}; \quad I_m = \frac{I_0 + nI_2}{1+n}. \quad (2.25)$$

Коефіцієнт рециркуляції можна виразити через характеристики повітря

$$n = \frac{x_m - x_0}{x_2 - x_m}; \quad n = \frac{t_m - t_0}{t_2 - t_m}; \quad n = \frac{\varphi_m - \varphi_0}{\varphi_2 - \varphi_m}; \quad n = \frac{I_m - I_0}{I_2 - I_m}. \quad (2.26)$$

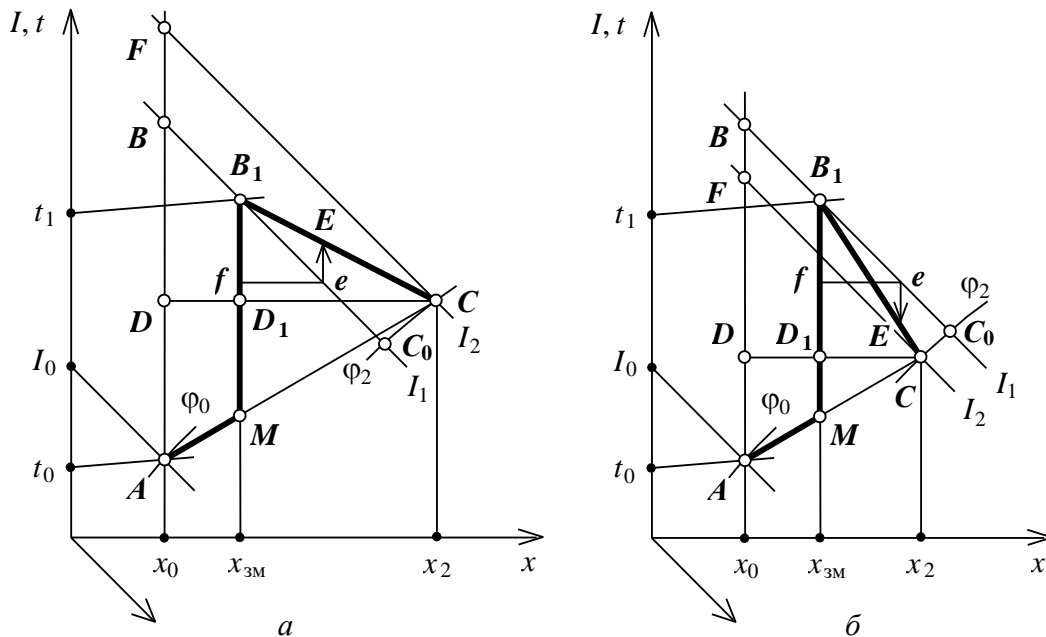
Якщо ж порівняти два рівняння:

$$n(x_2 - x_m) = x_m - x_0 \quad \text{і} \quad n(I_2 - I_m) = I_m - I_0,$$

то можна одержати:

$$\frac{I_2 - I_m}{x_2 - x_m} = \frac{I_m - I_0}{x_m - x_0}. \quad (2.27)$$

З виразу (2.27) випливає, що точка  $A(I_0; x_0)$ , яка характеризує стан вихідного повітря, точка  $M(I_m; x_m)$ , яка характеризує стан суміші, і точка  $C(I_2; x_2)$ , яка характеризує стан повітря на виході із сушильної камери, належать одній прямій  $AC$ , відрізок  $AM$  якої описує процес змішування свіжого й відпрацьованого повітря (рис.2.10).



**Рис.2.2. Побудова процесу сушіння з рециркуляцією на  $I$ - $x$  діаграмі:  $a - \Delta > 0$ ;  $b - \Delta < 0$**

Побудова процесу сушіння з рециркуляцією базується на теоретичному процесі сушіння (див. п.2.2.2). Перед побудовою виконують розрахунки, пов'язані з технічним завданням (складання матеріального й теплового балансів, визначення маси випареної вологи, параметра  $\Delta$  тощо).

*Побудова процесу сушіння з рециркуляцією за фіксованими початковими параметрами повітря*

Початковою в побудові (див. рис.2.10) є точка  $A(\varphi_0; t_0)$ , координати якої – відносна вологість  $\varphi_0$  і температура  $t_0$  – є довідковими для певної географічної зони й пори року (див. табл.2.3). Після визначення місцезнаходження точки  $A$  фіксують значення вологовмісту  $x_0$  і питомої ентальпії  $I_0$ .

Далі вибирають або визначають згідно з технічним завданням граничну температуру сушіння  $t_1$ . На ізотермі  $t_1 = \text{const}$  обирають точку  $B_1$ , яка характеризує початок теоретичного процесу сушіння<sup>1</sup>.

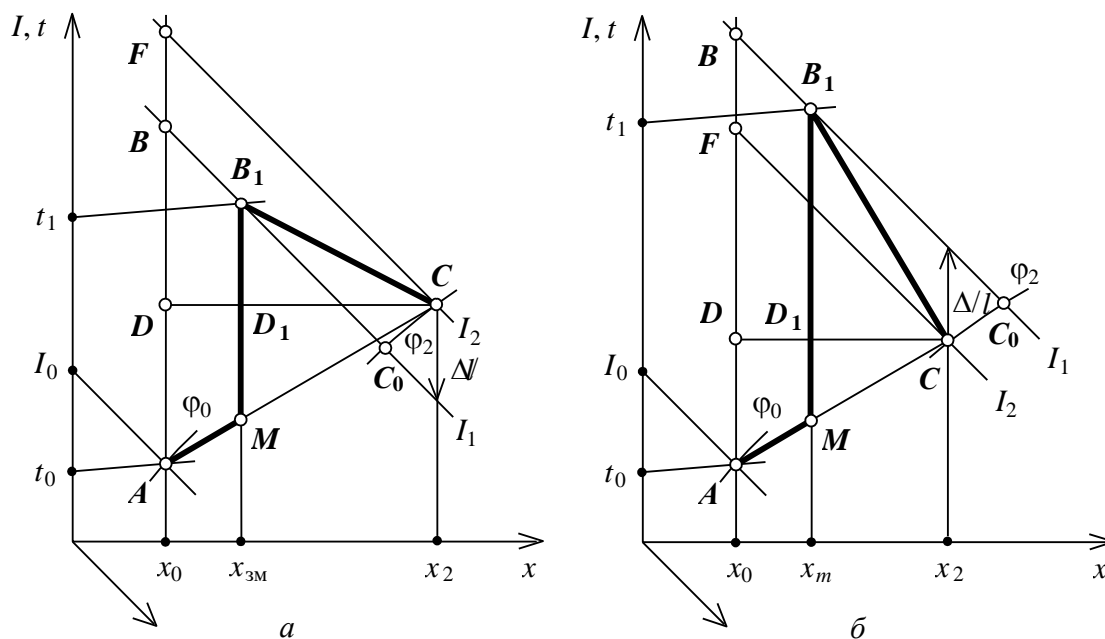
Теоретичний процес сушіння (коли  $I_2 = I_1$ ) будують вздовж лінії  $I_1 = \text{const}$  у вигляді нахиленого під кутом  $135^\circ$  до осі ординат променя  $B_1C_0$ , який проводять до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C_0$ . При цьому значення  $\varphi_2$  ( $t_2$ ) задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %). На перетині ізоентальпи  $I_1 = \text{const}$  і лінії сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  фіксують точку  $B$ . Потім на відріжку  $B_1C_0$  довільно вибирають точку  $e$ , і за рівнянням (2.23) визначають довжину відрізка  $eE$ . Відрізок  $eE$  відкладають угору, якщо  $\Delta > 0$ , і вниз, якщо  $\Delta < 0$ . Через точку  $E$  проводять промінь  $B_1E$  до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C$ . Точці  $C$  відповідають значення характеристик стану вологого повітря  $x_2, I_2, t_2, \varphi_2$ , за досягнення яких закінчується процес сушіння з рециркуляцією. Нарешті, через точку  $C$  проводять ізоентальпу  $I_2 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точці  $F$ .

Оскільки згідно з виразом (2.27) процес змішування свіжого й відпрацьованого повітря на  $I$ - $x$  діаграмі відображається прямою лінією, то точки  $A$  і  $C$  з'єднують. При цьому на перетині лінії сталого вологовмісту  $x_m = \text{const}$  і відрізка  $AC$  фіксують точку  $M$ . Точці  $M$  відповідають значення  $x_m, I_m, t_m, \varphi_m$ , що відображають характеристики стану суміші перед її нагріванням у калорифері, яке описується відрізком  $MB_1$ .

*Побудова процесу сушіння з рециркуляцією за фіксованими початковими і кінцевими параметрами повітря*

<sup>1</sup> Можливі ітераційні варіанти вибору місцезнаходження точки  $B_1$  і відповідні ним розрахунки.

Початковими в побудові (рис.2.11) є точка  $A(\varphi_0; t_0)$ , якій відповідають параметри стану свіжого повітря  $x_0, I_0, t_0, \varphi_0$ , і точка  $C(\varphi_2; t_2)$ , за досягнення якої процес сушіння з рециркуляцією закінчується. Оскільки згідно з виразом (2.27) процес змішування свіжого й відпрацьованого повітря на  $I$ - $x$  діаграмі відображається прямою лінією, то точки  $A$  і  $C$  з'єднують.



**Рис.2.11. Побудова процесу сушіння з рециркуляцією за фіксованими початковими і кінцевими параметрами повітря на  $I$ - $x$  діаграмі:  $a - \Delta > 0$ ;  $b - \Delta < 0$**

**0**

Розрахувавши  $\Delta$  за рівнянням (2.18), визначають величину  $\Delta/l$ , і в масштабі  $M_l$  відкладають відрізок  $CC_0$ , що їй відповідає, від точки  $C$  вниз, якщо  $\Delta > 0$ , і вгору, якщо  $\Delta < 0$ . Далі через точки  $C$  і  $C_0$  проводять ізотальпи  $I_2 = \text{const}$  та  $I_1 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точках  $F$  і  $B$ , відповідно.

Далі вибирають або визначають згідно з технічним завданням граничну температуру сушіння  $t_1$ . На перетині ізотальпи  $I_1 = \text{const}$  та ізотерми  $t_1 = \text{const}$  фіксують точку  $B_1$  і проводять відрізок  $B_1C$ , який відображає процес сушіння в сушильній камері.

Через точку  $B_1$  проводять лінію сталого вологовмісту  $x_m = \text{const}$  і на відрізку  $AC$  фіксують точку  $M$ . Точці  $M$  відповідають значення  $x_m, I_m, t_m, \varphi_m$ , що ві-



дображають характеристики стану суміші перед її нагріванням у калорифері, яке описується відрізком  $MB_1$ .

І в першому, і в другому випадках побудови процес сушіння з рециркуляцією зображають на  $I-x$  діаграмі у вигляді ламаної, що складається з трьох відрізків:  $AC$ , який відображає процес змішування свіжого повітря із спрацьованим,  $MB_1$ , що передає процес нагрівання утвореної суміші в калорифері, і  $B_1C$ , що характеризує реальний процес у сушильній камері.

Після побудови процесу сушіння на  $I-x$  діаграмі розраховують його основні параметри – витрату повітря й витрати теплової енергії.

З огляду на (2.26) (див. рис.2.10 і 2.11):

$$\frac{[AM]}{[MC]} = \frac{[DD_1]}{[D_1C]} = \frac{x_m - x_0}{x_2 - x_m} = n, \quad \text{а} \quad \frac{[AC]}{[MC]} = \frac{[DC]}{[D_1C]} = \frac{x_2 - x_0}{x_2 - x_m} = n + 1,$$

тобто точка  $M$  поділяє відрізок  $AC$  у пропорції, яка дорівнює  $n$ . Тому питома витрата свіжого повітря

$$l_0 = \frac{1}{x_2 - x_0} = \frac{1}{M_x [DC]},$$

а загальна питома витрата повітря

$$l_n = \frac{1}{x_2 - x_m} = \frac{1}{M_x [D_1C]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $[DC]$  і  $[D_1C]$  – довжини відрізків  $DC$  і  $D_1C$ ,  $\text{мм}$ .

Тоді  $\frac{l_n}{l_0} = \frac{x_2 - x_0}{x_2 - x_m} = n + 1$ , або  $l_n = l_0(n + 1)$ .

Загальна витрата свіжого повітря

$$L_0 = l_0 W,$$

повна витрата повітря

$$L_n = l_n W.$$

Розрахунок характеристик сушильної установки (швидкості, гідравлічного опору, вибір повітродувки) здійснюють за повною витратою повітря  $L_n$ .

Питома витрата теплової енергії (за аналогією з раніше розглянутим основним процесом сушіння):  $q = q_k + q_d$ . При цьому

$$q_k = (I_1 - I_0)/(x_2 - x_0),$$

$$q_k = \frac{M_l[AB]}{M_x[DC]} = m \frac{[AB]}{[DC]};$$

$$q_d = l(I_2 - I_1) + q_m + q_T + q_{втр} - c\theta_1 = (I_2 - I_1)/(x_2 - x_0) + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q_d = \frac{M_l[BF]}{M_x[DC]} + \Sigma q - c\theta_1 = m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1;$$

$$q = q_k + q_d = m \frac{[AB]}{[DC]} + m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q = m \frac{[AF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1,$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[BF]$  – довжина відрізка  $BF$ , мм;  $[AF]$  – довжина відрізка  $AF$ , мм.

Відповідно

$$Q_k = q_k W, \quad Q_d = q_d W, \quad Q = q W,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (2.9).

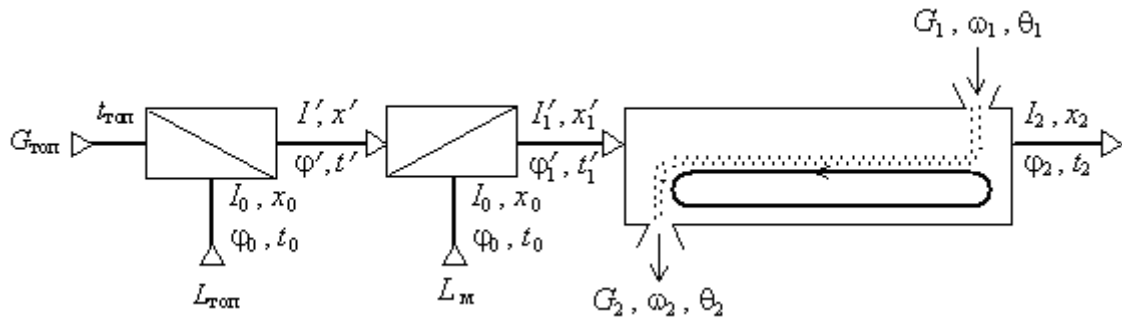
### 2.2.5. Сушіння димовими газами

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Сушіння димовими газами досить широко використовується в хімічній промисловості. Цей процес є раціональним за достатньо високих температурах сушильного агента (понад 100 °С). При цьому сушарки працюють більш економно через відсутність додаткового переділу енергії, оскільки димові газу утворюються внаслідок безпосереднього спалення твердого, рідкого чи газоподібного палива.

В установці, де сушильним агентом є димові газу (рис.2.12), замість калорифера встановлюють топку для спалення твердого, рідкого чи газоподібного палива з масовою витратою  $G_T$  за температури  $t_T$  у повітряному середовищі з параметрами  $x_0, I_0, t_0, \phi_0$ . Одержаний після спалювання високотемпературний газ із параметрами  $x', I', t', \phi'$  надходить до змішувача, куди для розбавлення та

зниження температури газу до припустимого значення  $t'_1$  подається свіже повітря. Утворений сушильний агент, який складається із суміші різних газів та водяної пари, з параметрами  $x'_1, I'_1, t'_1, \varphi'_1$  прямує до сушильної камери.



**Рис.2.12. Схема сушиння димовими газами**

Властивості палив є визначальними під час розрахунку процесу сушиння димовими газами. Так, теоретичну (мінімальну) питому масову витрату повітря  $l_0$ , необхідну для спалення палива, визначають, базуючись на реакціях згорання.

Для твердого та рідкого палива теоретична питома масова витрата повітря:

$$l_0 = 0,115C + 0,343H + 0,043(S - O), \quad (2.28)$$

теоретична питома об'ємна витрата:

$$v_0 = 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O), \quad (2.29)$$

де  $C, H, S, O$  – масові частки атомів вуглецю, водню, сірки й кисню в твердому або рідкому паливі, %.

Для газоподібного палива теоретична питома масова витрата повітря:

$$l_0 = 1,38 \left( 0,0179CO + 0,248H_2 + 0,44H_2S + \sum \frac{x + 0,25y}{12x + y} C_xH_y - O_2 \right); \quad (2.30)$$

теоретична питома об'ємна витрата:

$$v_0 = 0,0487 \left[ 0,5(CO + H_2) + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 3,5C_2H_6 + (x + 0,25y)C_xH_y - O_2 \right], \quad (2.31)$$

де  $CO, H_2, H_2S, C_xH_y, O_2$  – масові частки складових газоподібного палива, %;  $x$  – кількість атомів вуглецю в молекулі вуглеводню;  $y$  – кількість атомів водню в молекулі вуглеводню.

Щоб забезпечити повне згоряння палива і виключити можливість утворення окису вуглецю CO, у топку, зазвичай, подають надлишок повітря, що відображають коефіцієнтом  $\alpha_T$ . Залежно від виду палива та конструкції топки  $\alpha_T = 1,2 \dots 1,7$ . Тоді питома масова (об'ємна) витрата повітря, що подають у топку,

$$l_T = \alpha_T l_0, \quad v_T = \alpha_T v_0. \quad (2.32)$$

Щоб забезпечити повне згоряння палива й розбавлення димових газів до потрібної (допустимої) температури сушіння  $t'_1$ , надлишку повітря, що подають у топку і відображають коефіцієнтом  $\alpha_T$ , виявляється недостатньо. Тому вводять поняття загального коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ .

Для твердого та рідкого палива:

$$\alpha = \frac{q_B^p \eta_T + c_T t_T - \left(1 - \frac{9H + W + A}{100}\right) c_r t_r - \frac{9H + W}{100} i_n + w_n (i'_n - i_n)}{l_0 (c_r t_r + i_n x_0 - I_0)}, \quad (2.33)$$

для газоподібного палива:

$$\alpha = \frac{q_B^p \eta_T + c_T t_T - \left(1 - \sum \frac{0,09y}{12x + y} C_x H_y\right) c_r t_r - \left(\sum \frac{0,09y}{12x + y} C_x H_y\right) i_n + w_n (i'_n - i_n)}{l_0 (c_r T_r + i_n x_0 - I_0)}, \quad (2.34)$$

де  $q_B^p$  – вища теплота згоряння палива, кДж/кг;  $\alpha_T$  – коефіцієнт корисної дії топки;  $c_T$  і  $c_r$  – питомі масові теплоємності вихідного палива й розбавлених димових газів, кДж/(кг · К);  $t_T$  і  $t_r$  – температура вихідного палива й розбавлених димових газів, °С; H, W, A,  $C_x H_y$  – масові частки водню, води, золи й вуглеводнів у паливі, %; x – кількість атомів вуглецю в молекулі вуглеводню; y – кількість атомів водню в молекулі вуглеводню;  $w_n$  – питома масова витрата водяної пари, що вдувають у топку, кг/кг;  $i'_n$  і  $i_n$  – питомі ентальпії водяної пари, що вдувається в топку, за вихідної температури пари і за температури  $t_r$ , кДж/кг;  $l_0$  – теоретична (мінімальна) питома масова витрата повітря, необхідна для спалення палива, кг/кг;  $x_0$  – вологовміст свіжого повітря, що подається в топку, кг/кг;  $I_0$  – питома ентальпія свіжого повітря, кДж/кг.

*Вищою теплотою згоряння палива*  $q_B^p$  називають кількість теплоти, кДж/кг, яка виділяється під час повного згоряння 1 кг або 1 м<sup>3</sup> палива та охолодження продуктів згоряння до температури 25 °С (298 К). Вища теплота згоряння вра-

ховує теплоту конденсації утворюваної під час згоряння водяної пари і може бути визначена експериментально за допомогою калориметричного методу. Для твердого та рідкого палив (формула Д.І. Менделєєва):

$$q_{\text{в}}^{\text{р}} = 339\text{С} + 1255\text{Н} - 109(\text{О} - \text{S}), \quad (2.35)$$

для газоподібного палива:

$$q_{\text{в}}^{\text{р}} = 2500 \sum \frac{0,09y}{12x + y} \text{C}_x\text{H}_y + q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (2.36)$$

де  $q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

Нижчою теплотою згоряння палива  $q_{\text{н}}^{\text{р}}$  називають кількість теплоти, кДж/кг, яка виділяється під час повного згоряння 1 кг або 1 м<sup>3</sup> палива за умов згоряння, тобто без урахування теплоти конденсації утворюваної під час згоряння водяної пари. Для твердого та рідкого палив:

$$q_{\text{н}}^{\text{р}} = 339\text{С} + 1255\text{Н} - 109(\text{О} - \text{S}) - 25(9\text{Н} - \text{N}), \quad (2.37)$$

для газоподібного палива:

$$q_{\text{н}}^{\text{р}} = 94(5,32\text{СН}_4 + 5,05\text{С}_2\text{Н}_6 + 4,94\text{С}_3\text{Н}_8 + 4,8\text{С}_4\text{Н}_{10} + 4,8\text{С}_5\text{Н}_{12} + 5,07\text{С}_2\text{Н}_4 + 4,9\text{С}_3\text{Н}_6 + 1,6\text{Н}_2\text{S} + 1,08\text{СО}). \quad (2.38)$$

На відміну від теплоти горіння палива, яка залежить від умов його спалення, теплота згоряння є константою, що залежить від природи та елементного складу палива. Склад і теплоти згоряння деяких видів палива наведено в табл.2.4.

**Таблиця 2.4. Середній склад хімічних палив**

Паливо	Склад органічної частини			Масова частка				Вища теплота згоряння, кДж/кг
	вуглець С	водень Н	інші N + O	сірки S	води W	золи А	летких з'єднань	
	%							
Деревина	50	6	44	–	30... 40	0,4	до 70	19 000

Торф	59	6	35	0,4	25	4,5	до 70	24 000
Буре вугілля	75	5	25	2...3	до 50	4,0	45...55	26 000
Кам'яне вугілля	82	5	13	2...6	3...5	6,0	8...50	34 000
Антрацит	95	2	3	1...2	1...1,5	6,0	до 8	34 000
Нафта	87	13	0,3	0,1...5	–	0,1...0,5	–	40 000
Природний газ	75	25	–	–	–	–	–	40 000

Перед тим як будувати процес сушіння димовими газами на  $I$ - $x$  діаграмі, необхідно визначити вологовміст  $x'_1$  або питому ентальпію  $I'_1$  суміші димових газів на вході до сушарки (див. рис.2.12).

Вологовміст димових газів на вході до сушарки

$$x'_1 = G_n / G_r ,$$

де  $G_n$  – маса водяної пари, яка утворюється під час згоряння 1 кг палива (димових газів), кг;  $G_r$  – маса сухих газів в 1 кг палива (димових газів), кг.

Тоді для твердого чи рідкого палива:

$$x'_1 = \frac{\frac{9H + W}{100} + \alpha l_0 x_0 + w_n}{1 + \alpha l_0 - \frac{9H + W + A}{100}} , \quad (2.39)$$

для газоподібного палива:

$$x'_1 = \frac{\sum \frac{0,09y}{12x + y} C_x H_y + \alpha l_0 x_0 + w_n}{1 + \alpha l_0 - \sum \frac{0,09y}{12x + y} C_x H_y} . \quad (2.40)$$

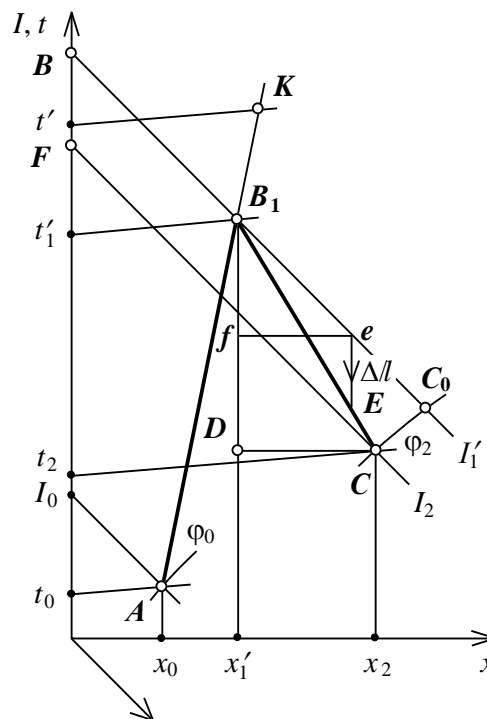
Питома ентальпія суміші димових газів на вході до сушарки, Дж/[кг с]

$$I'_1 = (q_B^p \eta_r + c_r T_r + \alpha l_0 x_0 + w_n i'_n) / G_c . \quad (2.41)$$

Побудова й розрахунок основних параметрів сушіння димовими газами за  $I$ - $x$  діаграмою (рис.2.13; позначення див. рис.2.12) є можливими внаслідок значного розведення димових газів повітрям, що надає можливість з достатньою для інженерних розрахунків точністю використовувати  $I$ - $x$  діаграму, побудовану для вологого повітря.

Як і в попередніх випадках, побудова процесу сушіння димовими газами базується на теоретичному процесі сушіння (див. п.2.2.2). Перед побудовою необхідно виконати розрахунки, пов'язані з технічним завданням (складання матеріального й теплового балансів, визначення маси випареної вологи, величини  $\Delta$ , вибір температурного режиму тощо).

Початковою в побудові (див. рис.2.13) є точка  $A(\varphi_0; t_0)$ , координати якої – відносна вологість  $\varphi_0$  і температура  $t_0$  – є довідковими для певної географічної зони й пори року (див. табл.2.3). Після визначення місцезнаходження точки  $A$  фіксують значення вологовмісту  $x_0$  і питомої ентальпії  $I_0$ .



**Рис.2.13. Побудова процесу сушіння димовими газами на  $I$ - $x$  діаграмі**

Далі вибирають або визначають згідно з технічним завданням граничну температуру сушіння  $t'_1$  ( $t_r$ ).

За формулами (2.28) або (2.30) визначають мінімальну витрату повітря на спалення палива  $l_0$ , за формулами (2.35) або (2.36) – вищу теплоту згоряння палива  $q_{в}^p$ , за формулами (2.33) або (2.34) – загальний коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , за формулами (2.39–2.41) – вологовміст  $x'_1$  або питому ентальпію  $I'_1$  суміші димових газів на вході до сушарки.

На перетині ізотерми  $t'_1 = \text{const}$  з лінією сталого вологовмісту  $x'_1 = \text{const}$  або ізоентальпою  $I'_1 = \text{const}$  фіксують точку  $B_1$ , яка характеризує початок теоретичного процесу сушіння. З'єднують точки  $A$  і  $B_1$  відрізком  $AB_1$ , який описує процес змішування димових газів із свіжим повітрям, супроводжуваний зниженням їхньої температури з  $t'$  до  $t'_1$ .

Теоретичний процес сушіння (коли  $I_2 = I'_1$ ) будують вздовж лінії  $I'_1 = \text{const}$  у вигляді нахиленого під кутом  $135^\circ$  до осі ординат променя  $B_1C_0$ , який проводять до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C_0$ . При цьому значення  $\varphi_2$  ( $t_2$ ) задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %).

На відрізку  $B_1C_0$  довільно вибирають точку  $e$ , і за рівнянням (2.23) визначають довжину відрізка  $eE$ . Відрізок  $eE$  відкладають вниз, оскільки під час сушіння димовими газами додаткову теплоту в сушильну камеру, як правило, не підводять, тобто  $q_d = 0$ ,  $\Delta < 0$ . Через точку  $E$  проводять промінь  $B_1E$  до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C$ . Точці  $C$  відповідають значення характеристик стану повітряної суміші  $x_2$ ,  $I_2$ ,  $t_2$ ,  $\varphi_2$ , за досягнення яких процес сушіння димовими газами закінчується.

Таким чином, процес сушіння димовими газами зображають на  $I$ - $x$  діаграмі у вигляді ламаної, що складається з двох відрізків:  $AB_1$ , який відображає процес змішування димових газів зі свіжим повітрям, і  $B_1C$ , що характеризує реальний процес у сушильній камері.

Після побудови процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі розраховують його основні параметри – витрати сушильного агента (сухих газів) та палива і витрати теплової енергії.

Питома витрата сушильного агента (сухих газів), [кг г]/[кг п]:



$$l = \frac{1}{x_2 - x_1'} = \frac{1}{M_x [DC]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $[DC]$  – довжина відрізка  $DC$ ,  $\text{мм}$ .

Загальна масова витрата сушильного агента (сухих газів),  $[\text{кг г}]/\text{с}$ :

$$L_T = lW, \quad (2.42)$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (2.9),

Об'ємна витрата сухих газів:

$$V = L_T v_T,$$

де  $v_T = 1/\rho_T$  – питомий об'єм сухих газів,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Питома витрата теплової енергії,  $\text{Дж}/[\text{кг п}]$ :

$$q = m \frac{[AF]}{[DC]} + \sum q - c\theta_1,$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[AF]$  – довжина відрізка  $AF$ ,  $\text{мм}$ .

Загальна витрата теплової енергії при цьому,  $\text{Вт}$ :

$$Q = qW. \quad (2.43)$$

Масова витрата палива (твердого, рідкого чи газоподібного),  $[\text{кг т}]/\text{с}$ :

$$G_T = Q / (q_B^p \eta_T). \quad (2.44)$$

Внаслідок складності розрахунків основних параметрів сушіння димовими газами, можна порекомендувати їх дублювати.

Відповідно до рис.2.12 загальні питомі витрати повітря на спалення палива  $l_T$  та розбавлення газу  $l_1'$  дорівнюють:

$$l_3 = l_T + l_1', \quad \text{звідки} \quad l_1' = l_3 - l_T. \quad (2.45)$$

де  $l_T = \alpha_T l_0$ , а  $l_3 = \alpha l_0$ ;  $\alpha_T$  – коефіцієнт надлишку повітря для топки (3.32);  $\alpha$  – загальний коефіцієнт надлишку повітря (3.33–3.34).

Масова витрата повітря для спалення палива з масовою витратою  $G_T$ ,  $[\text{кг г}]/\text{с}$

$$L = l_3 G_T, \quad (2.46)$$

об'ємна витрата:

$$V = Lv,$$

де  $v = 1/\rho$  – питомий об'єм вологих газів,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Для перевірного розрахунку об'ємної витрати газу можна використати вирази

$$v_r = G_n/\rho_n + G_c/\rho_c \quad \text{і} \quad V = v_r G_T, \quad (2.47)$$

де  $v_r$  – питомий об'єм вологих газів,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $G_n$  – маса водяної пари в 1 кг димових газів, кг, яка визначається чисельником рівнянь (2.39) або (2.40);  $G_c$  – маса сухих газів в 1 кг димових газів, кг, яка визначається знаменником рівнянь (2.39) або (2.40);  $\rho_n$  і  $\rho_c$  – густина пари і сухих газів,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

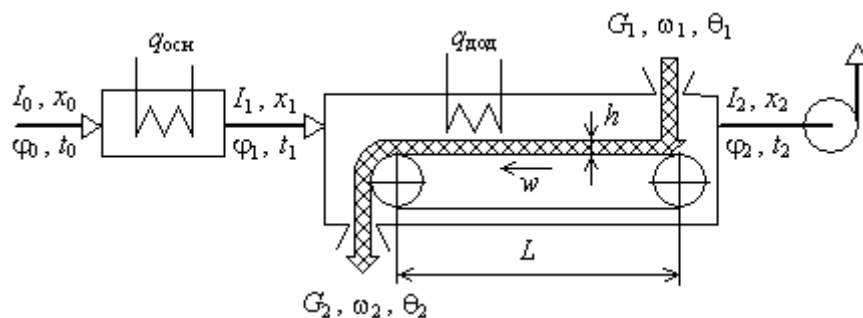
Тоді масова витрата палива (твердого, рідкого чи газоподібного),  $[\text{кг т}]/\text{с}$ :

$$G_T = lW/G_r. \quad (2.48)$$

### 2.3. Кінетика процесів сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Як зазначалося раніше, статика процесів сушіння розглядає основні кількісні параметри сушіння (матеріальний і тепловий баланси, витрати сушильного агента й теплової енергії тощо). Але іноді, навіть якщо ці параметри розраховано правильно, а установку спроектовано, вона не забезпечує потрібну якість продукції на практиці. Наприклад, вологість матеріалу після сушіння є вищою, ніж це визначено технічним завданням. Покажемо, у чому річ, на прикладі стрічкової сушарки (рис.2.14).



**Рис.2.14. Принципова схема стрічкової сушарки**

За умови формального підходу продуктивність такої установки (до речі, так само можна поставити питання і для будь-якої іншої конструкції),  $\text{кг}/\text{с}$ :

$$G_M = \rho_M b h w \mu, \quad (2.49)$$

де  $\rho_m$  – густина висушеного матеріалу,  $\text{кг/м}^3$ ;  $b, h$  – ширина й висота матеріалу на стрічці транспортера, м;  $w$  – швидкість руху стрічки транспортера,  $\text{м/с}$ ;  $\mu$  – коефіцієнт розпушення для насипного матеріалу, тобто установка має забезпечувати задану продуктивність.

Усі параметри статистики сушки також можна розрахувати. Але при цьому не буде враховано тривалість сушіння  $\tau$  (час видалення вологи), тобто тривалість взаємодії сушильного агента з висушуваним матеріалом (тривалість підведення теплової енергії).

Для випадку, що розглядається, можливі дві *задачі проектування*:

*проектна* (пряма), відповідно до якої задають продуктивність установки за висушуваним матеріалом  $G_m$ , а невідомими є габарити сушарки. Тоді для забезпечення потрібної продуктивності швидкість руху стрічки транспортера,  $\text{м/с}$ :

$$w = G_m / (\rho_m b h \mu), \quad (2.50)$$

і за відомої тривалості сушіння довжина стрічки, м:

$$L = w \tau \quad (2.51)$$

*перевірочна* (зворотна), згідно з якою відомі розміри сушарки (наприклад, довжина стрічки транспортера  $L$ ) і тривалість сушіння  $\tau$ , а визначають швидкість подачі матеріалу,  $\text{м/с}$ :

$$w = L / \tau \quad (2.52)$$

і продуктивність установки за висушуваним матеріалом,  $\text{кг/с}$ :

$$G_m = \rho_m b h w \mu.$$

Подібний аналіз слід виконувати для установки безперервної дії незалежно від її конструкції. Тривалість сушіння  $\tau$  є вирішальним параметром і під час проектування установок періодичної дії.

Таким чином, *кінетика сушіння* визначає тривалість процесу і надає можливість розрахувати габарити установки, зв'язавши її продуктивність з часом перебування матеріалу в зоні сушіння.

Необхідно відзначити складність визначення тривалості сушіння (особливо теоретичної). Достатньо перелічити фактори, які впливають на інтенсивність процесу: природа матеріалу й вид зв'язку вологи з матеріалом; форма й розміри

матеріалу; початкова й кінцева вологості; характеристики сушильного агенту та спосіб подачі енергії; конструкція сушильної установки й багато іншого.

### 2.3.1. Види зв'язку вологи з матеріалом

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Під час видалення вологи з висушуваного матеріалу необхідно витратити енергію, яка порушує *зв'язок вологи з матеріалом*. Залежно від величини цієї енергії форми зв'язку поділяють на види, основними з яких є:

*хімічний зв'язок*, за якого волога перебуває в матеріалі в певних співвідношеннях, тобто входить до молекулярної структури речовини. Хімічно зв'язана волога не може бути видаленою під час сушіння. Дегідратація в цьому випадку відбувається за великих температур і пов'язана з хімічним розкладом речовини;

*фізико-хімічний зв'язок*, який поділяється на сорбційний, осмотичний та структурний (капілярний) види зв'язку, що відрізняються його міцністю. Видалення фізико-хімічно зв'язаної вологи під час сушіння пов'язане із значними труднощами;

*фізико-механічний зв'язок*, за якого волога утримується в мікро- й макро-капілярах матеріалу завдяки капілярному тиску й поверхневому натягу. Фізико-механічно зв'язану вологу найлегше видалити під час сушіння.

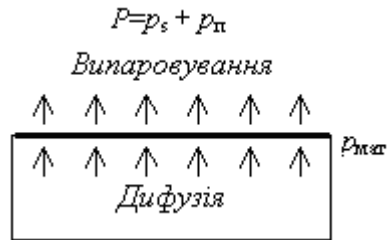
Більшість висушуваних матеріалів є колоїдними капілярно-пористими тілами і в них присутні всі зазначені види вологи.

*З точки зору процесів сушіння, їхнього аналізу й розрахунку зручно вищеведену класифікацію звести до вільної та зв'язаної вологи.*

### 2.3.2. Рівноважні стани, інтенсивність сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Як зазначалося раніше, процес сушіння відбувається внаслідок двох одночасно діючих фізичних явищ: випаровування вологи з поверхні матеріалу та дифузії вологи з внутрішніх шарів до поверхні (рис.2.15).



**Рис.2.15.** Фізичні явища, що мають місце під час сушіння

Виходячи з цього, взагалі є можливими три види взаємодії вологого матеріалу з навколишнім середовищем:

*видалення вологи* (сушіння, десорбція), коли тиск пари над матеріалом  $p_m$  є більшим, ніж парціальний тиск пари в навколишньому середовищі (тобто в середовищі сушильного агенту)  $p_n$ :

$$p_m > p_n;$$

*поглинання вологи* (зволоження матеріалу, гігроскопічний стан, сорбція), коли тиск пари над матеріалом є меншим, ніж парціальний тиск пари в навколишньому середовищі

$$p_m < p_n;$$

*динамічна рівновага*, коли

$$p_m = p_n.$$

Цьому стану відповідає так звана рівноважна вологість матеріалу  $\omega^p$ , яка визначається відносною вологістю повітря  $\phi$  та парціальним тиском пари в навколишньому середовищі, оскільки  $p_n = \phi p_s$  (див. п.2.1.1).

Що ж стосується процесу сушіння (десорбції), то тут можливі два випадки: *видалення вільної вологи*, коли парціальний тиск пари над матеріалом  $p_n$  дорівнює тиску насичення  $p_s$  (за температури мокрого термометра, див. п.2.1.1.2);

*видалення зв'язаної вологи*, коли парціальний тиск пари над матеріалом  $p_n$  є меншим, ніж тиск насичення  $p_s$  (температура матеріалу більша, ніж температура мокрого термометра). Стан матеріалу, який відповідає переходу від видалення вільної до видалення зв'язаної вологи, і навпаки, характеризується критичною (гігроскопічною) вологістю  $\omega_{кр}$ .

Під час обох процесів видалення вологи  $p_m > p_n$ , тобто

- під час видалення вільної вологи  $p_m = p_s$
  - під час видалення зв'язаної вологи  $p_m < p_s$
- $$p_m > p_n \quad (2.53)$$

*Видалення вільної вологи характеризується* періодом постійної швидкості сушіння, яка визначається закономірностями випаровування рідини з вільної поверхні (лімітуюча стадія). При цьому забезпечується дифузійний притік вологи з внутрішніх шарів матеріалу.

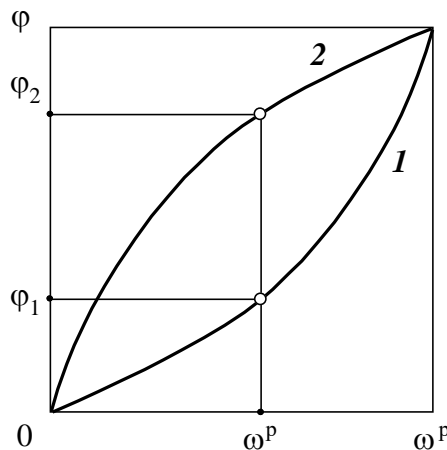
*Видалення зв'язаної вологи характеризується* спадаючою швидкістю сушіння та залежить від інтенсивності дифузії (лімітуюча стадія).

Граничний стан між цими процесами характеризується *критичною* (гігроскопічною) *вологістю* матеріалу  $\omega_{кр}$  і зростанням його температури вище температури мокрого термометра.

### 2.3.2.1. Криві рівноваги

Матеріал викладено за авторами [1-11].

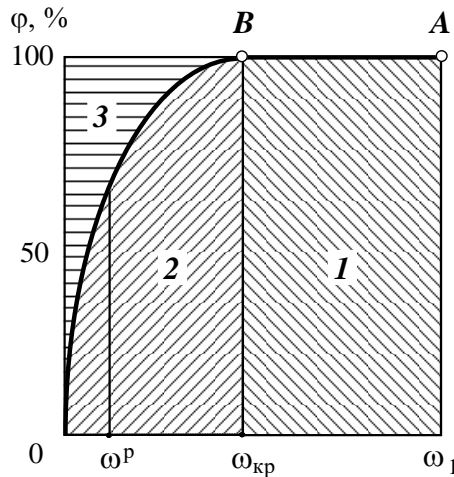
*Криві рівноваги* (десорбції – сушіння й сорбції – зволоження) (рис.2.16) будують за дослідними даними. Вологий матеріал вміщують до повітряного середовища за різної відносної вологості  $\phi$  й сталій температурі. Коли маса матеріалу перестав змінюватися, це свідчить про набуття ним рівноважної вологості  $\omega^p$ , яка зростає від 0 до  $\omega_{max}^p$  із збільшенням  $\phi$  від 0 до 1 (від 0 до 100 %).



**Рис.2.16. Криві рівноваги:**

**1 – ізотерма сушіння (десорбції); 2 – ізотерма зволоження (сорбції)**

Зазвичай, існує *гістерезис* кривих рівноваги, тобто відмінність між відносними вологостями, за яких досягають рівноважної вологості матеріалу за умов його зволоження  $\varphi_2$  й сушіння  $\varphi_1$  (коли  $\omega^p = \text{const}$ ,  $\varphi_2 > \varphi_1$ ). Це пояснюється тим, що для витіснення повітря з капілярів під час зволоження потрібен більший парціальний тиск пари. Із цим також пов'язані області можливих взаємодій між вологим матеріалом і сушильним агентом (рис.2.17).



**Рис.2.17. Области можливих взаємодій між вологим матеріалом і сушильним агентом: 1 – зона видалення вільної вологи; 2 – зона видалення зв'язаної вологи; 3 – зона зволоження**

Якщо відносна вологість сушильного агента  $\varphi < 1$ , у першій зоні можливе видалення вільної вологи від початкової  $\omega'$  до гігроскопічної  $\omega_{кр}$  вологості. У другій області (коли вологість змінюється від  $\omega_{кр}$  до 0) можливе видалення зв'язаної вологи. При цьому лінія  $BO$  є кривою рівноваги (див. рис.2.16). Будь-яке зміння  $\varphi$  або  $\omega$  порушить рівновагу та призведе або до видалення вологи, або до її поглинання.

Діаграму станів рівноваги, подібну до зображеної на рис.2.17, також можна одержати експериментальним шляхом.

### 2.3.2.2. Криві сушіння, криві швидкості сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Криві сушіння і криві швидкості сушіння, отримані на основі експерименту та відповідного опрацювання його результатів, характеризують інтенсивність процесу та його особливості (періоди сушіння).

Крива сушіння  $\omega = f(\tau)$  або  $u = f(\tau)$  визначає інтенсивність видалення вологи з часом (рис.2.18). При цьому вологість матеріалу можна визначати як відносно загальної маси матеріалу  $G_M = G_c + G_B$ , так і відносно сухої його частини, тобто як  $\omega = G_B/G_M$ , або як  $u = G_B/G_c$ .

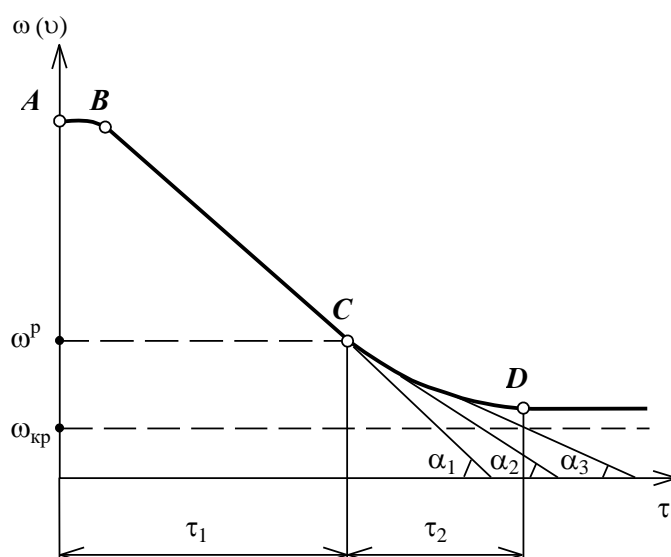


Рис.2.18. Крива сушіння

Відповідно до рис.2.18 процес сушіння можна умовно поділити на три *періоди*:

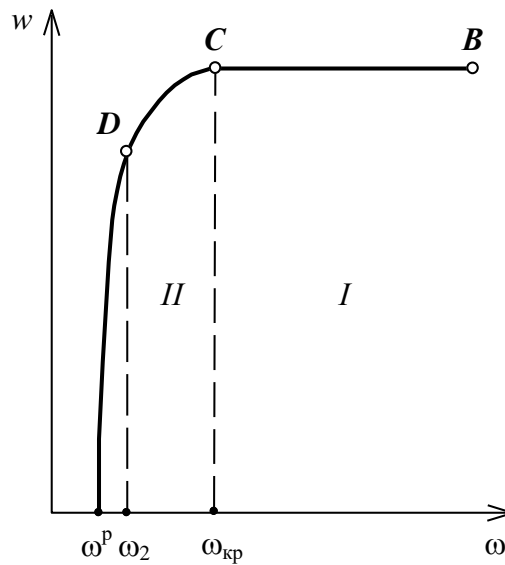
*період прогрівання матеріалу* (нульовий період), який зображено кривою АВ і характеризується незначним видаленням вологи до досягнення матеріалом температури, що дорівнює температурі мокрого термометра  $t_{M,T}$ ;

*період сталого швидкості сушіння* (перший період сушіння), зображений відрізком ВС, під час якого за час  $\tau_1$  із матеріалу видаляється вільна волога. Перший період сушіння закінчується, коли вологість матеріалу досягає значення  $\omega_{кр}$  ( $u_{кр}$ );



період спадаючої швидкості сушіння (другий період сушіння), що зображається кривою  $CD$  і під час якого за час  $\tau_2$  із матеріалу видаляється зв'язана волога до заданого значення  $\omega_2 (u_2) > \omega^p (u^p)$ , де  $\omega^p$  – рівноважне значення вологості матеріалу для заданих в експерименті умов процесу. Протягом другого періоду температура матеріалу є вищою, ніж температура мокрого термометра  $t_{м.т.}$ .

За кривою сушіння методами графічного диференціювання будують криву швидкості сушіння (рис.2.19).



**Рис.2.19. Крива швидкості сушіння**

Швидкість сушіння,  $c^{-1}$ :

$$w = d\omega/d\tau. \quad (2.54)$$

Оскільки  $d\omega/d\tau = \operatorname{tg} \alpha$ , для першого періоду  $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const}$ , тобто швидкість сушіння є сталою (відрізок  $BC$  на рис.2.19). Далі кут  $\alpha$  зменшується, тобто має місце другий період швидкості сушіння, яка спадає до  $w^p$ . У точці  $C$  вологість матеріалу стає гігроскопічною:  $\omega = \omega_{кр}$  (див. рис.2.17, 2.18). Розташування точки  $C$  залежить від режиму сушіння й тривалості встановлення рівноваги між видаленням вологи з поверхні за законами випаровування та її надходженням до поверхні за законами дифузії.

### 2.3.3. Основи розрахунку кінетики процесів сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Як зазначалося вище, *основною метою розрахунку* кінетики сушіння є визначення тривалості сушіння  $\tau = \tau_1 + \tau_2$ . Тривалість  $\tau_1$  першого періоду визначається закономірностями випаровування рідини з вільної поверхні (лімітуюча стадія). При цьому забезпечується дифузійний притік вологи із внутрішніх шарів матеріалу до його поверхні.

Зручно замість швидкості видалення вологи (2.54) користуватися величиною її *інтенсивності*,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ :

$$M_u = dw/(Fd\tau), \quad (2.55)$$

де  $F$  – площа поверхні, з якої видаляється волога,  $\text{м}^2$ .

У період сталої швидкості  $w > w_{\text{кр}}$ , коли  $p_m = p_s$ , тобто пара біля поверхні насичена, а її температура дорівнює температурі мокрого термометра  $t_{\text{м.т}}$ , рушійною силою процесу є різниця парціальних тисків ( $p_m - p_n$ ). Тоді згідно із законом Дальтона:

$$M_u = dw/(Fd\tau) = \beta_p (p_m - p_n), \quad (2.56)$$

де  $\beta_p$  – коефіцієнт, який визначається дослідним шляхом.

Проте, зручніше використовувати рівняння, яке описує процес тепломасообміну в пограничному шарі [2, 3]:

$$M_u = \frac{dw}{Fd\tau} = \frac{\alpha}{r} (t - t_m), \quad (2.57)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від сушильного агента (повітря) до матеріалу,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $r$  – питома теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  $t$  і  $t_m$  – відповідно температури сушильного агента й матеріалу (тобто температури мокрого термометра  $t_{\text{м.т}}$ ),  $^{\circ}\text{C}$ .

У другий період (спадаючої швидкості) інтенсивність сушіння визначається закономірностями дифузії вологи із внутрішніх шарів матеріалу до його поверхні, а рушійною силою процесу є різниця концентрацій  $dc = \rho dw$ . Інтенсивність дифузії

$$M_D = -D \frac{dc}{dn} = -\rho D \frac{dw}{dn}, \quad (2.58)$$

де  $D$  – коефіцієнт дифузії (коефіцієнт вологопровідності),  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Рушійна сила дифузії спрямована до поверхні (у бік зменшення концентрації).

Окрім цього присутня термовологопровідність, спрямована в бік зменшення температури, інтенсивність якої,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ :

$$M_D = \pm \rho D \delta \frac{dt}{dn} = \pm \rho D \frac{w}{t} \frac{dt}{dn}, \quad (2.59)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт термовологопровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Під час вибору способу сушіння й конструкції сушильної установки слід враховувати інтенсивність і спрямованість рушійної сили дифузії. Наприклад, у конвективних сушарках зазначені рушійні сили спрямовані в різні боки (термовологопровідність гальмує процес переміщення вологи під дією різниці концентрацій). За умов же контактного сушіння та під час сушіння струмом високої частоти обидві рушійні сили діють в одному напрямку і т.д.

Розв'язати математичну модель дифузії за певних межових умов досить складно, тим більше, що при цьому необхідно експериментально визначати відповідні коефіцієнти, зокрема коефіцієнт дифузії  $D$  і коефіцієнт термовологопровідності  $\delta$ . Тому виправданою є така постановка експерименту, що надає можливість за умов, наближених до реальних, побудувати криві сушіння й швидкості сушіння (див. рис.2.18 і 2.19).

*Спрощена методика розрахунку тривалості сушіння [2, 3]*

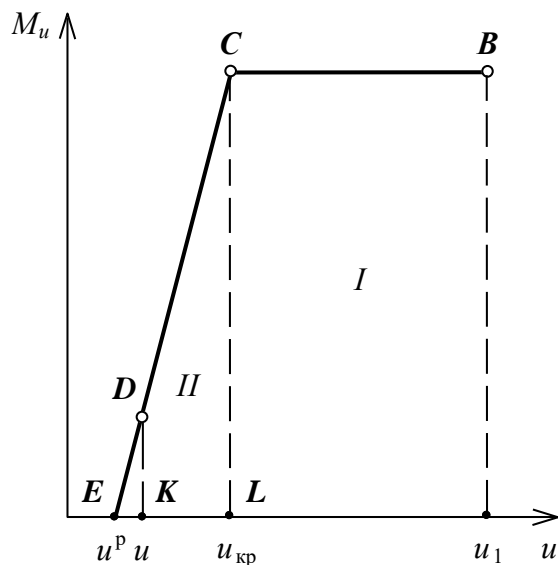
Інтенсивність сушіння зручно виражати через вологість, віднесену до маси сухого матеріалу:

$$u = G_B/G_C, \quad \text{або} \quad u = w/G_C; \quad w = uG_C.$$

Тоді

$$M_u = dw/(Fd\tau), \quad \text{або} \quad M_u = G_C du/(Fd\tau). \quad (2.60)$$

Щоб спростити розрахунок, криву сушіння другого періоду замінюють відрізком прямої (рис.2.20).



**Рис.2.20.** До розрахунку тривалості сушіння

З урахуванням (2.60) тривалість першого періоду сушіння  $\tau_1$  можна визначити з рівняння

$$d\tau = \frac{G_c}{FM_u} du,$$

звідки після інтегрування за  $u$ :

$$\tau_1 = \frac{G_c}{FM_{u1}} (u_1 - u_{kp}), \quad (2.61)$$

де  $u_1$  – початкова вологість матеріалу;  $M_{u1}$  – інтенсивність сушіння в перший період сушіння, яку визначають за формулами (2.57) або (2.56).

Тривалість другого періоду сушіння  $\tau_2$  можна визначити, виходячи з таких співвідношень:

$$\frac{[CK]}{[BL]} = \frac{M_{u2}}{M_{u1}} = \frac{[DK]}{[DL]}, \quad \text{або} \quad \frac{G_c}{FM_{u1}} \frac{du}{d\tau} = \frac{u - u^p}{u_{kp} - u^p}.$$

Тоді

$$d\tau = \frac{G_c}{FM_{u1}} \left( \frac{u_{kp} - u^p}{u - u^p} \right) du, \quad \text{звідки} \quad \tau_2 = \frac{G_c (u_{kp} - u^p)}{FM_{u1}} \int_{u_2}^{u_{kp}} \frac{du}{u - u^p},$$

$$\tau_2 = \frac{G_c (u_{kp} - u^p)}{FM_{u1}} \ln \frac{u_{kp} - u^p}{u_2 - u^p}, \quad (2.62)$$

де  $u_2 > u^p$  – вологість, до якої висушують матеріал, кг/кг.

Загальна тривалість сушіння (див. рис.2.18):

$$\tau = \tau_1 + \tau_2$$

Слід відзначити, що навіть спрощена методика розрахунку тривалості сушіння потребує проведення експерименту для визначення граничної  $u_{кр}$  й рівноважної  $u^p$  вологостей.

Розглянуті вище фізичні й теоретичні основи сушіння більшою мірою стосуються *конвективного сушіння*, коли підведення теплової енергії й відведення водяної пари здійснюються за допомогою сушильного агенту. Однак читач, знайомий з основами теплопередачі й гідродинаміки, користуючись цим підручником і спеціальною літературою, зокрема [2–4], зможе самостійно вирішити питання проектування й будь-яких інших сушарок (розпилювальних, контактних, інфрачервоних, псевдозрідженого шару тощо).

## 2.4. Основні конструкції сушарок

Матеріал викладено за авторами [1-11].

Видалення вологи із твердих і пастоподібних матеріалів дозволяє знизити затрати на їхнє транспортування, надати їм необхідних властивостей, а також зменшити корозію апаратури й трубопроводів під час зберігання або подальшого оброблення цих матеріалів.

Вологу можна видаляти із матеріалів механічними способами (пресуванням, відстоюванням, фільтруванням, центрифугуванням). Проте більш повного зневоднення досягають випаровуванням вологи й відведенням утвореної пари, тобто сушінням.

У хімічних виробництвах, як правило, застосовують штучне сушіння матеріалів у спеціальних установках, оскільки природне сушіння на відкритому повітрі є дуже тривалим процесом.

Конструкції сушарок дуже різноманітні й відрізняються:

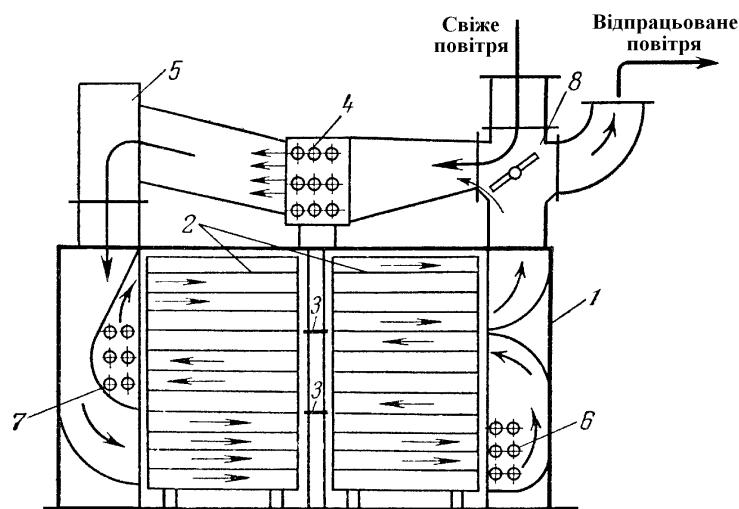
- способом підведення теплоти (конвективні, контактні тощо);
- типом теплоносія, що використовується (повітряні, газові, парові);
- тиском у сушильній камері (атмосферні й вакуумні);

- схемою організації процесу (періодичні й безперервні);
- взаємним напрямом руху матеріалу й сушильного агенту в конвективних сушарках (прямотечія, протитечія, перехресна течія).

Нижче детально розглядатимуться деякі, головним чином типові, конструкції сушарок.

*Камерні сушарки* є конвективними апаратами періодичної дії, які працюють за атмосферного тиску. Вони використовуються у невеликих виробництвах для матеріалів, що допускають невисоку температуру сушки, наприклад, фарбників. Матеріал у цих сушарках сушиться на лотках (деках), встановлених на стелажах або вагонетках, які знаходяться в сушильній камері 1 (рис.2.21).

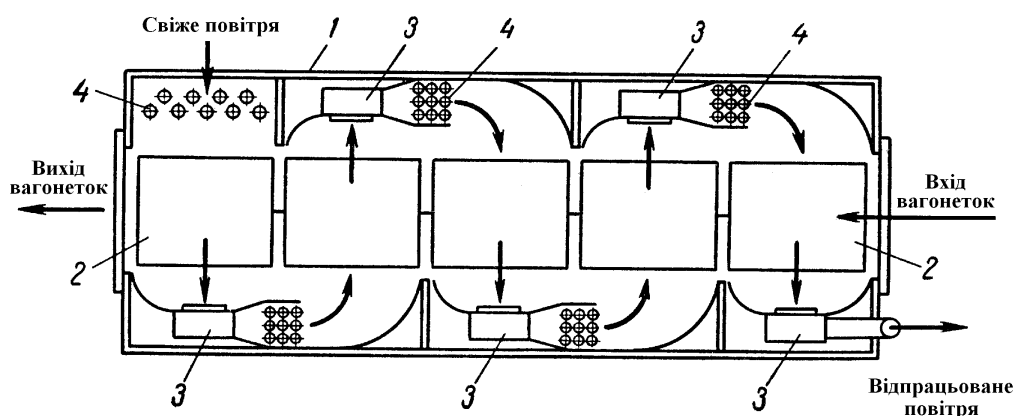
На каркасі камери між вагонетками 2 встановлені козирки 3, які поділяють простір камери на три розташовані одна над одною зони, уздовж яких послідовно рухається сушильний агент. Свіже повітря, нагріте в зовнішньому калорифері 4, усмоктується вентилятором 5 і подається до сушильної камери. У ній воно рухається, двічі змінюючи напрям і двічі нагріваючись у проміжних калориферах 6 і 7. Частина спрацьованого повітря за допомогою шибера 8 прямує на змішування зі свіжим. Таким чином, сушарка працює з проміжним підігріванням і часткової рециркуляцією повітря, тобто за варіантом, що забезпечує невисоку температуру і “м’якші” умови сушіння.



**Рис.2.21. Камерна сушарка: 1 – сушильна камера; 2 – вагонетка; 3 – козирки; 4, 6, 7 – калорифери; 5 – вентилятор; 8 – шибер**

Проте, оскільки сушіння відбувається в нерухомому товстому шарі, сушарки цього типу мають низьку продуктивність і вирізняються значною тривалістю сушіння. Крім того, сушіння в них відбувається нерівномірно, оскільки повітря може крізь зазори частково проходити у зони, розташовані вище. Для створення більш рівномірної циркуляції повітря зовнішній вентилятор іноді замінюють внутрішніми реверсивними осьовими вентиляторами або застосовують ежектори. В ежекційних камерних сушарках потоком відпрацьованого сушильного агента підсмоктується свіже повітря, що дозволяє зменшити витрати електроенергії на циркуляцію. Обслуговування камерних сушарок вимагає великих затрат ручної праці, що також є істотним недоліком.

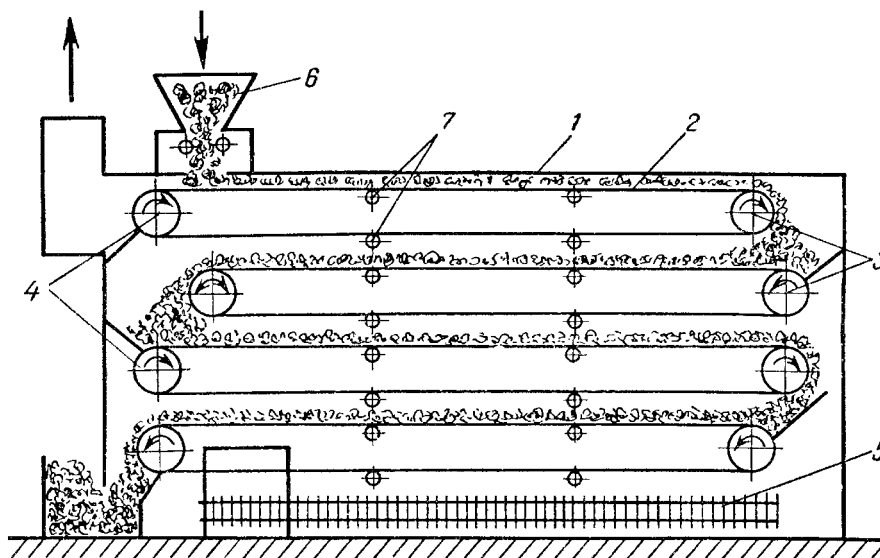
Тунельні сушарки (рис.2.22) відрізняються від камерних тим, що в них з'єднані одна з одною вагонетки рухаються на рейках у довгій камері прямокутного перерізу (коридорі). На вході й виході коридор має герметичні двері, які періодично відкриваються, щоб одночасно випустити вагонетку з висушеним матеріалом з одного кінця коридору і впустити вагонетку з вологим матеріалом з його протилежного кінця. Вагонетки рухаються за допомогою троса і механічної лебідки. Сушильний агент рухається прямо- або протитечією до висушуваного матеріалу.



**Рис.2.22. Тунельна сушарка: 1 – камера; 2 – вагонетка;  
3 – вентилятори; 4 – калорифери**

Тунельні сушарки, зазвичай, працюють із частковою рециркуляцією сушильного агента і використовуються для сушіння штучних матеріалів, наприклад, керамічних виробів. За інтенсивністю тунельні сушарки мало відрізняються від камерних: їм властиві основні недоліки останніх (тривала й нерівномірна сушка, ручне обслуговування).

У стрічкових сушарках сушіння матеріалів здійснюється безперервно за атмосферного тиску. У камері 1 сушарки (рис.2.23) шар висушуваного матеріалу рухається на нескінченній стрічці 2, яку натягнуто між ведучим 3 і відомим 4 барабанами. Вологий матеріал подається на один кінець стрічки, а підсушений відводиться з іншого кінця. Сушіння здійснюється гарячим повітрям або топковими газами, які рухаються проти- або перехресною течією до напрямку руху матеріалу.



**Рис.2.23. Стрічкова сушарка: 1 – сушильна камера; 2 – нескінченна стрічка; 3 – ведучі барабани; 4 – відомі барабани; 5 – калорифер; 6 – живильник; 7 – опорні ролики**

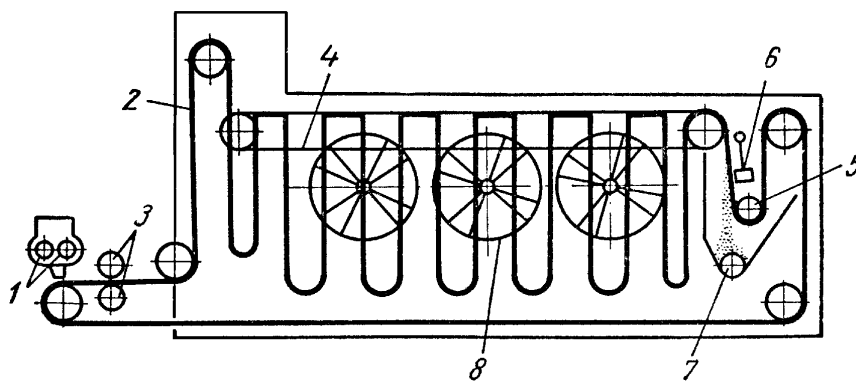
В однострічкових сушарках із суцільною стрічкою зазвичай спостерігається нерівномірне висушування матеріалу: у внутрішній частині шару, зверненій до стрічки, кінцева вологість матеріалу вища, ніж у його зовнішній частині, що обдувається сушильним агентом. Тому більш розповсюдженими є багатострічкові сушарки зі стрічками з металевої сітки, в яких сушильний агент рухається



перпендикулярно стрічці крізь шар матеріалу, що на ній знаходиться (перехресна течія). Під час пересипання матеріалу зі стрічки на стрічку збільшується поверхня його контакту із сушильним агентом, що сприяє зростанню швидкості і рівномірності сушіння. Стрічкові сушарки можуть працювати за різними варіантами сушильного процесу.

Однак стрічкові сушарки громіздкі і складні в обслуговуванні, головним чином, через часті перекошування і розтягування стрічок; їхня питома продуктивність є невеликою, а питомі витрати теплоти досить високі.

Сушіння пастоподібних, а також тонких листових матеріалів (наприклад, паперу) здійснюють у безперервних *петльових сушарках*, які працюють за атмосферного тиску. У сушарці для паст (рис.2.24) живильник 1 подає матеріал на нескінченну гнучку сітчасту стрічку 2, яка проходить між валками 3, які обігріваються парою і вдавлюють пасту в чарунки стрічки.



**Рис.2.24. Петльова сушарка: 1 – живильник; 2 – нескінченна сітчаста стрічка; 3 – притискні валки; 4 – ланцюговий конвеєр; 5 – напрямний ролик; 6 – автоматичний ударний пристрій; 7 – розвантажувальний шнек; 8 – вентилятор**

Стрічка зі впресованим матеріалом надходить у сушильну камеру, де утворює петлі. Це досягається за допомогою шарнірно з'єднаних ланок стрічки і розташованих на ній через певні проміжки поперечних планок, які спираються на ланцюговий конвеєр 4. За допомогою напрямного ролика 5 стрічка підводиться до ударного пристрою 6, який струшує висушений матеріал на розвантажувальний шнек 7.

льний шнек 7. Циркуляція повітря (чи газів) здійснюється за допомогою осьових вентиляторів 8, причому сушильний агент рухається перпендикулярно стрічці 2.

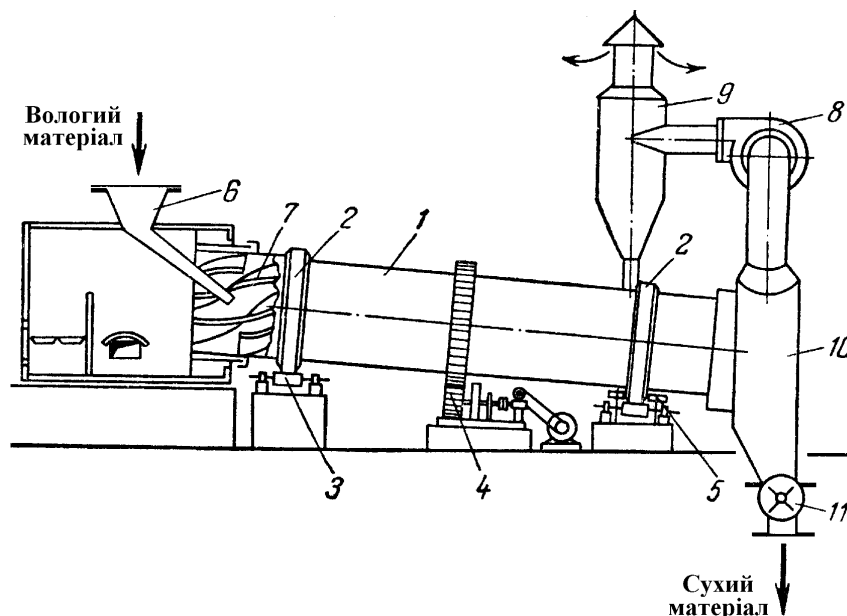
Петльові сушарки, зазвичай, працюють із проміжним підігріванням повітря і його частковою рециркуляцією за зонами.

У петльових сушарках сушіння здійснюється в шарі невеликої товщини (дорівнює товщині чарунок стрічки, що становить 5...20 мм) за двостороннього обдування стрічки гарячим повітрям і підігріванням запресованого матеріалу металевим каркасом (сіткою), нагрітим валками 3. Це забезпечує велику швидкість сушіння порівняно з камерними сушарками. Разом із тим, петльові сушарки є складними за конструкцією і вимагають значних експлуатаційних затрат.

*Барабанні сушарки* належать до конвективних апаратів із перемішуванням шару матеріалу і застосовуються для безперервного сушіння кускових, зернистих і сипких матеріалів (мінеральних солей, фосфоритів тощо) за атмосферного тиску.

Основним елементом барабанної сушарки (рис.2.25) є встановлений під невеликим кутом до горизонту циліндричний барабан 1, який спирається за допомогою бандажів 2 на ролики 3. Барабан обертається електродвигуном через зубчасту передачу 4 і редуктор із частотою до  $0,12 \text{ с}^{-1}$ ; положення його в осьовому напрямі фіксується упорними роликами 5. Матеріал подають у барабан живильником 6, перемішують лопатями 7 приймально-гвинтової насадки, а потім спрямовують на внутрішню насадку, розташовану уздовж барабана. Насадка забезпечує рівномірне розподілення і добре перемішування матеріалу за перерізом барабана, а також його контакт під час пересипання з сушильним агентом – топковими газами. Гази й матеріал, як правило, рухаються прямою течією, щоб запобігти перегріванню матеріалу, оскільки в цьому випадку найгарячіші гази контактують із найбільш вологим матеріалом. Щоб уникнути винесення пилу з газами, останні продувають крізь барабан вентилятором 8 із середньою швидкістю до 3 м/с. Задля цього ж на кінцях барабана встановлюють ущільнювальні пристрої. Перед скиданням в атмосферу відпрацьовані гази очищують від пилу в циклоні 9.

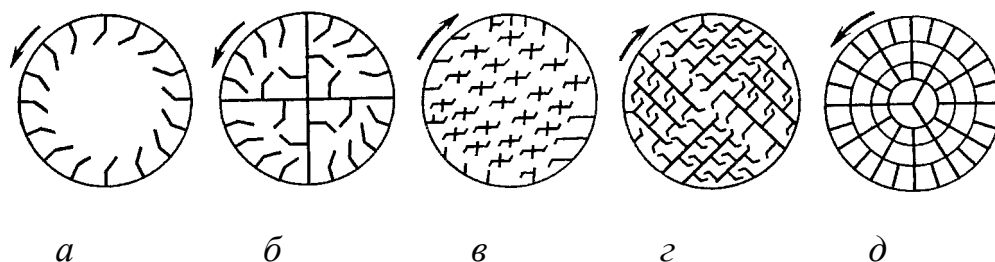
У розвантажувального кінця барабана є упорний пристрій у вигляді суцільного кільця або кільця, утвореного кільцеподібно розташованими поворотними лопатками (жалюзі). Призначення цього кільця – підтримувати певний ступінь заповнення барабана матеріалом (як правило, не більше 20 %). Час перебування, зазвичай, регулюється швидкістю обертання барабана, рідше – зміненням кута його нахилу. Висушений матеріал відводиться з камери 10 крізь розвантажувальний пристрій 11, який до того ж запобігає надходженню повітря ззовні. Підсмоктування повітря призвело б до непродуктивного збільшення об'ємної витрати вентилятора 8, а також споживаної ним енергії.



**Рис.2.25. Барабанна сушарка: 1 – барабан; 2 – бандажі; 3 – опорні ролики; 4 – передача; 5 – опорно-упорні ролики; 6 – живильник; 7 – лопаті; 8 – вентилятор; 9 – циклон; 10 – розвантажувальна камера; 11 – розвантажувальний пристрій**

Конструкція внутрішньої насадки (рис.2.26) барабана залежить від розміру шматків і властивостей висушуваного матеріалу. Підйомно-лопатева насадка використовується для сушіння крупнокускових і схильних до налипання матеріалів, секторна насадка – для малосипких крупнокускових великої густини. Для дрібнокускових сипких матеріалів широко застосовуються розподільні насадки. Сушіння тонко подрібнених, порошкоподібних матеріалів здійснюється

в барабанах із перевалочною насадкою із закритими чарунками. Іноді використовують комбіновані насадки, наприклад підйомно-лопатеву (у передній частині апарата) і розподільну.

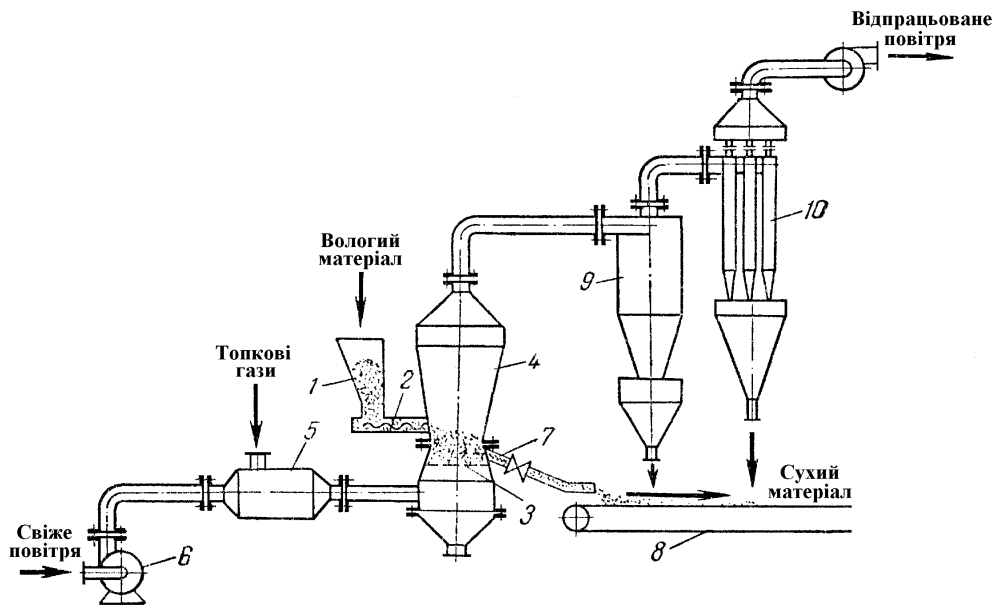


**Рис.2.26. Типи насадок барабаних сушарок:**

***а* – підйомно-лопатева; *б* – секторна; *в, г* – розподільна; *д* – перевалочна**

*Сушарки киплячого (псевдозрідженого) шару* є одним з прогресивних типів сушильних апаратів. Процес в киплячому шарі дозволяє значно збільшити поверхню контакту між частинками матеріалу й сушильним агентом, інтенсифікувати випаровування вологи з матеріалу і скоротити тривалість сушіння до декількох хвилин. Сушарки з киплячим шаром застосовуються в хімічній технології не тільки для сушіння сипких зернистих матеріалів (наприклад, мінеральних та органічних солей), але й матеріалів, схильних до грудкування, наприклад, сульфату амонію, полівінілхлориду, поліетилену, а також пастоподібних матеріалів (пігментів, фарбників), розчинів, розплавів і суспензій.

Найбільш поширеними є *однокамерні сушарки безперервної дії* (рис.2.27). Висушуваний матеріал подається з бункера 1 живильником 2 в шар матеріалу, який “кипить” на решітці 3 у камері 4 сушарки. Сушильний агент – гаряче повітря або топкові гази, розбавлені повітрям – подається в камеру змішувача 5 вентилятором 6, проходить крізь отвори решітки 3 і підтримує на ній матеріал у завислому стані. Висушений матеріал висипається зі штуцера 7, розташованого дещо вище решітки 3, і відводиться транспортером 8. Відпрацьовані гази очищаються від пилу в циклоні 9 і батарейному пиловловлювачі 10, після чого скидаються в атмосферу.



**Рис.2.27. Однокамерна сушарка з киплячим шаром: 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – газорозподільні решітки; 4 – сушильна камера; 5 – змішувальна камера; 6 – вентилятор; 7 – штуцер для вивантаження висушеного матеріалу; 8 – транспортер; 9 – циклон; 10 – батарейний пиловловлювач**

У циліндричних однокамерних сушарках сушіння відбувається нерівномірно, оскільки дрібні частинки матеріалу висушуються значно швидше, ніж крупні. Тому застосовують сушарки з корпусом конічного перерізу (як показано на рис.2.27). За такої форми камери виникає організована циркуляція твердих частинок, які підіймаються в центрі і опускаються (у вигляді менш розрідженої фази) біля стінок апарата. Завдяки зменшенню швидкості газів у міру їхнього підйому покращується розподіл частинок за крупністю і зменшується віднесення пилу. Це, у свою чергу, підвищує рівномірність нагрівання (дрібніші частинки, що підіймаються вище, знаходяться в області більш низьких температур) і дозволяє зменшити висоту камери.

*Багатокамерні сушарки складаються з двох і більше камер, які послідовно проходить висушуваний матеріал. Камери розташовують поруч чи одна над одною. Багатокамерні сушарки складніші за конструкцією (і, відповідно, в експлуатації), ніж однокамерні, вимагають значних витрат сушильного агенту й електроенергії. Крім того, процес в них важче автоматизувати. Застосування*

таких сушарок доцільно лише для матеріалів із значним опором внутрішній дифузії вологи, що вимагають тривалого сушіння, а також для матеріалів, для сушіння яких потрібно підтримувати певний температурний режим. У них зручно суміщати процеси сушіння й охолодження матеріалу.

Щоб уникнути надмірного збільшення гідравлічного опору, висоту киплячого шару в сушарках безперервної дії підтримують у межах 400...700 мм (залежно від властивостей висушуваного матеріалу).

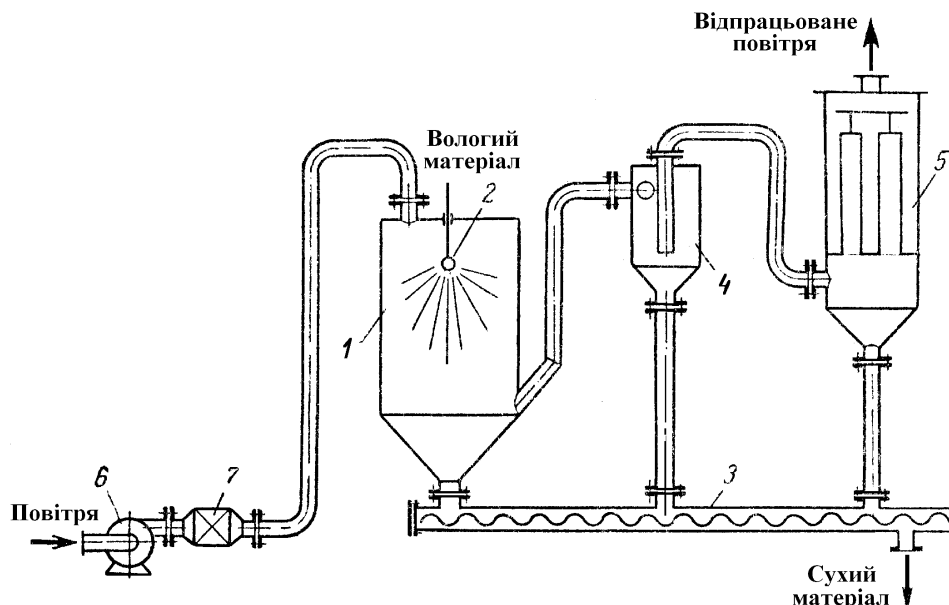
Для сушіння невеликих об'ємів матеріалу застосовують *періодичні сушарки киплячого шару*, в яких сушительний агент подають імпульсами, зріджуючи матеріал лише на короткий час. У такий спосіб добре сушити матеріали, схильні до злипання, і кристалічні без значного стирання частинок.

У *розпилювальних сушарках* досягають високої інтенсивності випаровування вологи завдяки розпилюванню висушуваного матеріалу в сушительній камері, де рухається сушительний агент. Під час сушіння в розпиленому стані питома поверхня випаровування сягає такої величини, що сушіння триває лише 15...30 с.

За умов майже миттєвого сушіння температура поверхні частинок матеріалу, попри високу температуру сушительного агенту, ненабагато перевищує температуру адіабатичного випаровування чистої рідини. Таким чином, швидке сушіння відбувається за "м'яких" температурних умов, що дозволяє одержати якісний порошкоподібний продукт, добре розчинний і такий, що не потребує подальшого подрібнення.

Розпилювання матеріалу здійснюють механічними й пневматичними форсунками, а також за допомогою відцентрових дисків, які обертаються з частотою 50...350 с<sup>-1</sup>.

У розпилювальній сушарці (рис.2.28) матеріал подається в камеру 1 за допомогою форсунки 2. Сушительний агент рухається прямотечею. Дрібні (розміром до декількох мікронів) тверді частинки висушеного матеріалу осідають на дно камери і відводяться шнеком 3. Відпрацьований сушительний агент після очищення від пилу в циклоні 4 і рукавному фільтрі 5 скидається в атмосферу.



**Рис.2.28. Розпилювальна сушарка: 1 – сушильна камера; 2 – форсунка; 3 – шнек для вивантаження висушеного матеріалу; 4 – циклон; 5 – рукавний фільтр; 6 – вентилятор; 7 – калорифер**

Розпилювання відцентровими дисками, застосовуване для диспергування суспензій і в'язких рідин, вимагає більших витрат енергії, ніж механічне розпилювання. Розпилювання механічними форсунками, рідину до яких подають під тиском 3...20 МПа, є економічнішим, проте застосовується лише для рідин, що не містять твердих частинок, внаслідок чутливості форсунок до засмічення. Розпилювання пневматичними форсунками, що працюють під тиском близько 0,6 МПа, хоч і придатне для забруднених рідин, але є найдорожчим через великі витрати енергії; крім того, його недоліком є неоднорідність розпилення.

Розпилювальні сушарки працюють також за протитечійною і змішаною схемами. Проте протитечія найпоширеніша, оскільки дозволяє висушувати матеріал без перегрівання і за високих температур, причому складовими швидкості осадження частинок є швидкості їхнього витання і швидкість сушильного агенту. За умов протитечії швидкість осадження менша і, відповідно, більший час перебування частинок в камері. Це дозволяє одержувати висушений матеріал більшої густини.

Для осадження дрібних частинок (20...60 мкм) і зменшення їхнього виносу швидкість газів у камері, зазвичай, не перевищує 0,3...0,5 м/с. Але навіть за та-

ких швидкостей велика кількість частинок виноситься з апарата, і тому потрібно добре очищувати відпрацьовані гази.

Для рівномірного розподілення сушильного агенту за перерізом камери гази підводять крізь штуцер, розташований дотично до корпусу камери, або крізь щілини в її стінках.

Унаслідок відносно низького навантаження камери за вологою розпилювальні сушарки є досить громіздкими апаратами. Крім того, їхнє допоміжне устаткування є досить складним і дорогим в експлуатації.

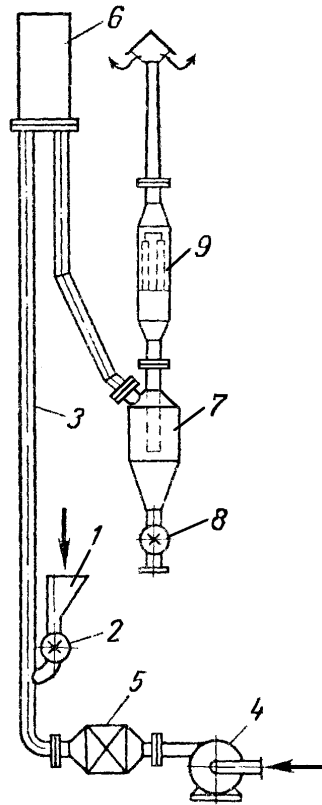
Для сушіння зернистих і кристалічних матеріалів у завислому стані застосовують *пневматичні сушарки*. Сушіння здійснюють у вертикальній трубі завдовжки до 20 м. Частинки матеріалу рухаються в потоці нагрітого повітря (або топкових газів), швидкість якого перевищує швидкість витання частинок і становить 2...30 м/с. У подібних трубах-сушарках процес сушіння триває декілька секунд. За цей час із матеріалу вдається випарити частину вільної вологи.

У пневматичній сушарці (рис.2.29) матеріал із бункера 1 подається живильником 2 у трубу 3, де підхоплюється потоком повітря від вентилятора 4 і нагрівається в калорифері 5. Повітря виносить підсушений матеріал у збірник-амортизатор 6, а потім у циклон 7. Висушений матеріал відводиться за допомогою розвантажувального пристрою 8. Відпрацьоване повітря для остаточного очищення від пилу проходить фільтр 9, після чого скидається в атмосферу.

Витрати енергії в пневматичних сушарках досить значні, причому вони скорочуються зі зменшенням розміру частинок матеріалу, який не повинен перевищувати 8...10 мм. Для сушіння матеріалів із крупними частинками, а також для видалення з матеріалу зв'язаної вологи пневматичні сушарки комбінують із сушарками інших типів. Таким чином, незважаючи на компактність і простоту конструкції, область застосування пневматичних сушарок досить обмежена.

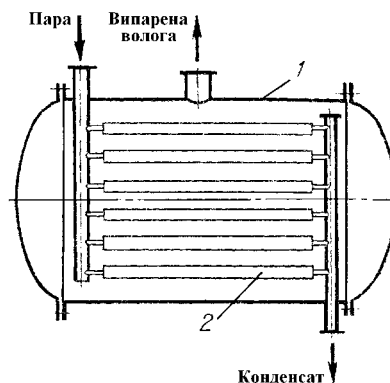
Найпростішими контактними сушарками періодичної дії є *вакуум-сушильні шафи*, які використовують для сушіння малотоннажних продуктів у виробництвах, де застосування високопродуктивних сушарок безперервної дії економічно не виправдане.





**Рис.2.29. Пневматична сушарка: 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – труба; 4 – вентилятор; 5 – калорифер; 6 – збірник; 7 – циклон; 8 – розвантажувальний пристрій; 9 – фільтр**

Сушильна шафа (рис.2.30) є циліндричною (рідше, прямокутною) камерою 1, в якій розміщені порожнисті плити 2, що обігріваються паром чи гарячою водою. Висушуваний матеріал знаходиться в лотках (деках), установлених на плитах. Під час роботи герметично закрита камера з'єднана з вакуумною установкою.

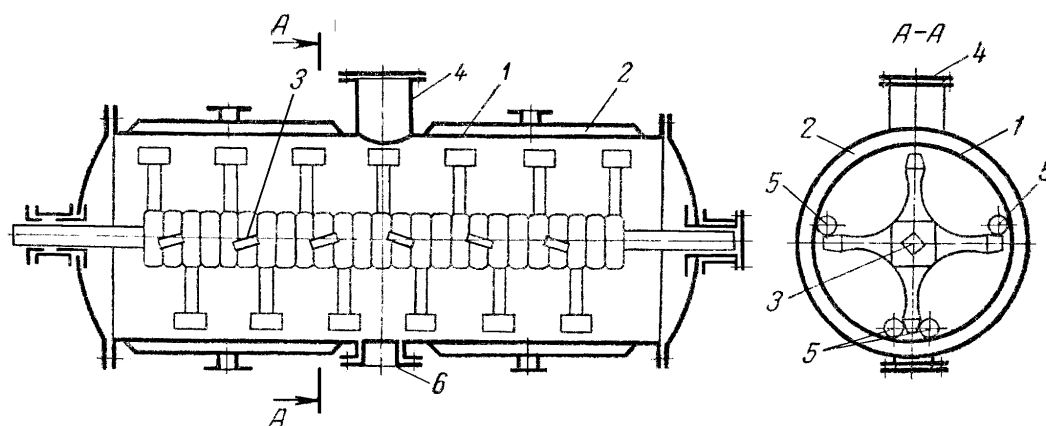


**Рис.2.30. Вакуум-сушильна шафа: 1 – сушильна камера; 2 – порожнисті плити**

Як і інші вакуум-сушарки, вакуум-сушильні шафи придатні для сушіння речовин, які швидко окислюються, вибухонебезпечні або виділяють шкідливі гази під час нагрівання. Проте вони малопродуктивні і малоефективні, оскільки сушіння в них відбувається в нерухомому шарі за наявності повітряних зазорів між деками і грійними плитами, які погано проводять теплоту.

*Гребкові вакуум-сушарки* належать до контактних сушарок періодичної дії. У цих апаратах швидкість сушіння дещо збільшується завдяки перемішуванню матеріалу гребковою мішалкою, що поволі обертається. Разом із тим, вони не потребують ручного завантаження і вивантаження матеріалу подібно до вакуум-сушильних шаф.

Гребкова сушарка (рис.2.31) складається з циліндричного корпусу 1 з паровою оболонкою 2 і мішалки 3. Гребки мішалки закріплені на валу перпендикулярно один до одного; на половині довжини барабана гребки зігнуті в один бік, на іншій половині – у протилежний.



**Рис.2.31. Гребкова вакуум-сушарка: 1 – корпус; 2 – парова оболонка; 3 – мішалка; 4 – завантажувальний люк; 5 – перемішуючі труби; 6 – розвантажувальний люк**

Мішалка має реверсивний привід, який кожні 5...8 хв. автоматично змінює напрям її обертання. Тому під час роботи мішалки завантажений у люк 4 матеріал періодично рухається спочатку від периферії до середини барабана, а потім

у зворотному напрямі. Вал мішалки може бути порожнистим. Завдяки цьому можна здійснювати також нагрівання висушуваного матеріалу. Труби 5, які вільно перекочуються між гребками, сприяють руйнуванню грудок і додатково перемішують матеріал. Висушений матеріал вивантажують у люк 6.

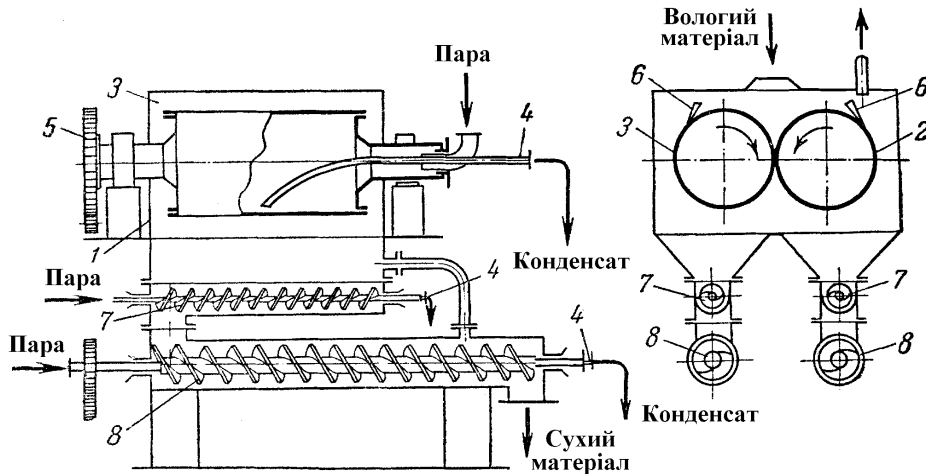
Продуктивність гребкової сушарки залежить від температури грійної пари, величини розрідження, яке створюється в корпусі апарата за допомогою вакуум-насоса, і початкової вологості матеріалу. У виробництві анілінових фарбників, де в основному використовуються ці сушарки, навантаження їхньої поверхні за вологою є вищим, ніж для вакуум-сушильних шаф, але конструкція апарата більш складна і вимагає більших експлуатаційних затрат.

Слід зазначити, що використання вакуумних сушарок у хімічній промисловості, незважаючи на їхню більшу вартість і складність конструкцій порівняно з атмосферними сушарками, диктується технологічними міркуваннями: вони придатні для сушіння термочутливих, токсичних і вибухонебезпечних речовин, одержання продуктів підвищеної чистоти, а також у разі, коли з висушуваних матеріалів необхідно виділити цінні розчинники.

У валкових сушарках здійснюють безперервне сушіння рідин і пастоподібних матеріалів за атмосферного тиску або розрідження. Основною частиною двовалкових сушарок (рис.2.32), які набули більшого розповсюдження в хімічних виробництвах, є валки 2 і 3, які обертаються назустріч один одному в кожусі 1 з частотою  $0,03...0,20 \text{ с}^{-1}$ . Зверху між валками безперервно подається висушуваний матеріал. Грійна пара надходить крізь порожнисту цапфу всередину кожного з валків, паровий конденсат відводиться крізь сифонову трубку 4. Уведення пари і відведення конденсату здійснюється з боку, протилежного приводу 5. Валки можуть також обігріватися гарячою водою або високотемпературними органічними теплоносіями.

Матеріал укриває поверхню валків тонким шаром, товщина якого визначається величиною зазора між валками. Зазвичай, ширина зазора не перевищує  $0,5...1,0 \text{ мм}$  і регулюється переміщенням відомого валка 2, що має рухомі підшипники, відносно нерухомо встановленого ведучого валка 3. Висушування матеріалу відбувається інтенсивно в тонкому шарі за один неповний оборот ва-

лків. Підсушений матеріал знімається ножами 6, розташованими уздовж твірної кожного з валків. Чим тонше шар матеріалу на валках, тим швидше й рівномірніше він сушиться. Проте через малу тривалість сушіння часто потрібно досушувати матеріал у горизонтальних лотках із паровим обігрівом (досушувачах 7, 8), в яких обертаються вали з гребками.

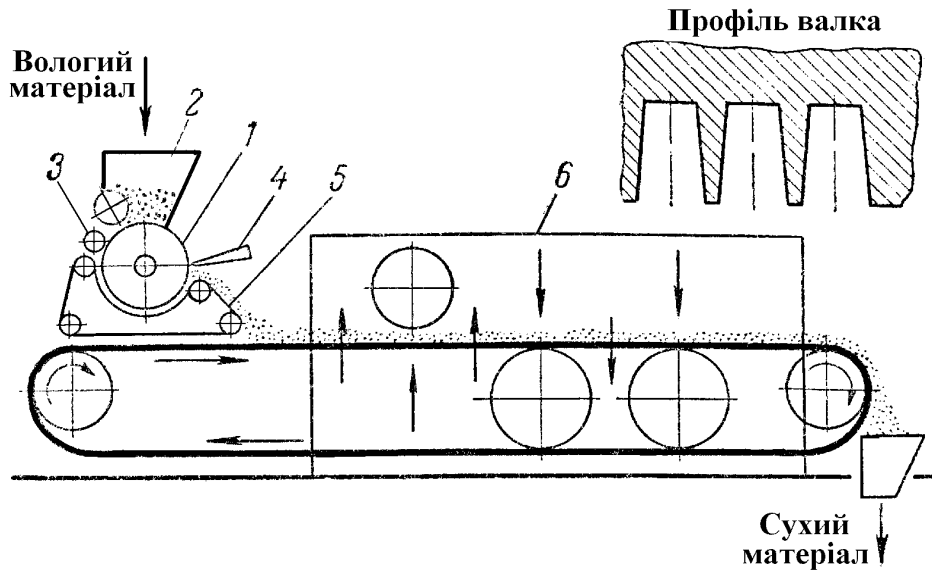


**Рис.2.32. Двовалкова сушарка: 1 – кожух; 2 – відомий порожнистий валок на рухомих підшипниках; 3 – нерухомий провідний порожнистий валок; 4 – сифонні труби для відведення конденсату; 5 – привод; 6 – ножі, розташовані уздовж твірної валків; 7 – верхні досушувачі; 8 – нижні досушувачі**

В одновалкових сушарках (рис.2.33) у кориті обертається один порожнистий барабан, який обігрівають зсередини. Під ним розташовано живильник із мішалкою. Матеріал переміщується у ванні живильника і наноситься на валок шаром завтовшки 1...2 мм.

Вакуумні валкові сушарки працюють за тим же принципом, що й описані вище атмосферні, але в них усі робочі елементи знаходяться в герметичному кожусі, в якому підтримується розрідження.

Валкові сушарки використовують для сушіння термочутливих матеріалів, наприклад, фарбники. Проте в сушарках без досушувачів часто неможливо досягти необхідної кінцевої вологості матеріалу.



**Рис.2.33. Одновалкова формувальна сушарка:**

**1 – формувальний барабан; 2 – завантажувальна воронка; 3 – притискний вал; 4 – гребінчастий ніж; 5 – транспортер; 6 – стрічкова сушарка**

У *радіаційних сушарках* необхідна для сушіння теплота підводиться з інфрачервоним промінням. У такий спосіб до матеріалу можна підводити питомі потоки теплоти, які в десятки разів перевищують відповідні потоки під час конвективного або контактного сушіння. Тому під час сушіння інфрачервоним промінням значно збільшується інтенсивність випаровування вологи з матеріалу.

Проте для товстошарових матеріалів швидкість сушіння може визначатися не швидкістю підведення теплоти, а швидкістю внутрішньої дифузії вологи або вимогами до якості матеріалу (недопустимість викривлення, порушення структури тощо). Крім того, в початковий період радіаційного сушіння волога під дією високого градієнта температури може переміщуватися вглиб матеріалу, поки під дією більшої, протилежно спрямованої рушійної сили (за рахунок градієнта концентрації) не почнеться випаровування вологи з матеріалу. У зв'язку з цим радіаційний метод використовують в основному для висушування тонколистових матеріалів і фарбованих покриттів.

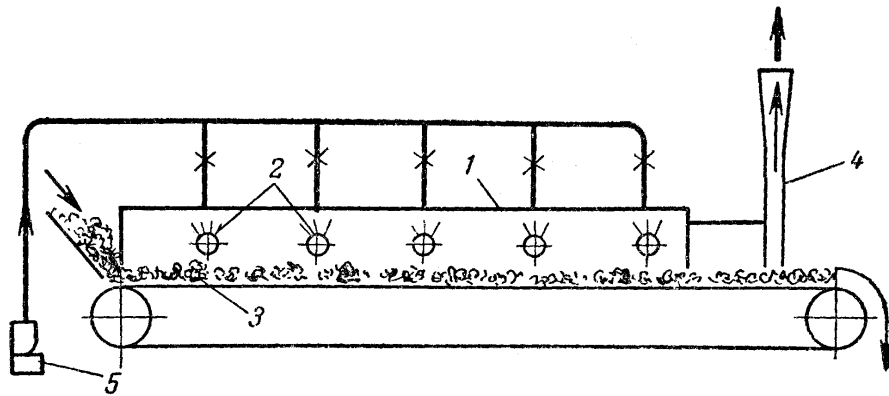
Існують радіаційні сушарки з електричним і газовим обігрівом.

Як електричні випромінювачі використовують дзеркальні лампи або елементи опору (панельні чи трубчасті), а також керамічні нагрівники – електричні спіралі, запресовані в керамічній масі. Останні нагрівники складніші та інерційніші, ніж лампові, але забезпечують більшу рівномірність сушіння.

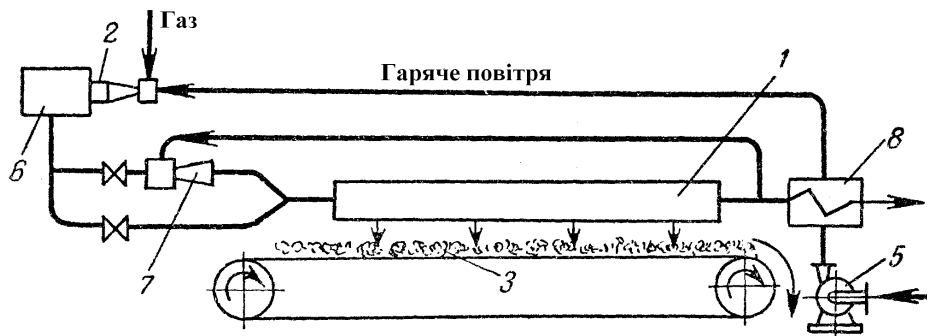
Газовий обігрів більш простий та економічний, ніж електричний. У цьому випадку випромінювачами є металеві чи керамічні плити, які нагріваються або відкритим полум'ям, або продуктами згоряння газів. За першою схемою нагрівання випромінюючої панелі 1 (рис.2.34, а) відкритим полум'ям газових пальників 2 здійснюється з боку, зверненого до матеріалу, який рухається на транспортері 3. Проте більший коефіцієнт корисної дії можна досягти, якщо використати іншу схему, коли нагрівання здійснюється продуктами згоряння газів, які рухаються у випромінювачі 1 (рис.2.34, б). Гази й гаряче повітря надходять у пальник 2. Продукти згоряння з камери б прямують на обігрівання випромінюючої поверхні. На своєму шляху вони підсмоктують в ежекторі 7 частину відпрацьованих газів для збільшення швидкості потоку теплоносія і підвищення коефіцієнта тепловіддачі від газів до поверхні випромінювання. Відпрацьовані гази використовують для нагрівання повітря, що надходить у пальник 2, а іноді для попереднього підсушування матеріалу.

Радіаційні сушарки компактні й ефективні для сушіння тонколистових матеріалів, але відрізняються відносно високими витратами енергії, що становлять 1,5...2,5 кВт · год на кожен кілограм випареної вологи, що значно обмежує область їхнього використання.

Для сушіння товстошарових матеріалів, коли необхідно регулювати температуру і вологість не тільки на поверхні, але й у глибині матеріалу, у ряді випадків ефективно вживати сушіння в полі струму високої частоти. У такий спосіб можна, зокрема, сушити пластмаси та інші матеріали з діелектричними властивостями.



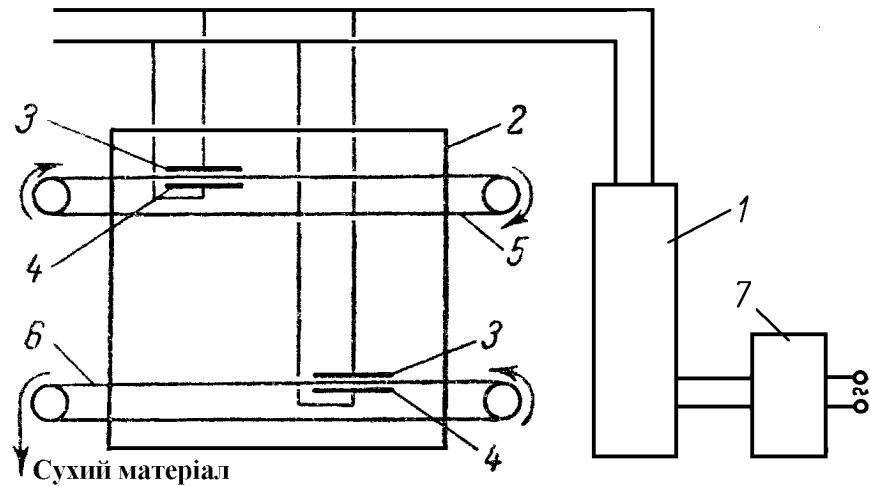
*a*



*б*

**Рис.2.34. Радіаційна сушарка з газовим обігрівом: *a* – відкритим полум'ям; *б* – продуктами згоряння газів; 1 – випромінювальна панель; 2 – газовий пальник; 3 – транспортер; 4 – вихлопна труба; 5 – вентилятор; 6 – камера згоряння; 7 – ежектор; 8 – підігрівач повітря**

*Високочастотна (діелектрична) сушарка* (рис.2.35) складається з лампового високочастотного генератора 1 і сушильної камери 2. Змінний струм із мережі надходить у випрямляч 7, потім у генератор, де перетвориться в змінний струм високої частоти. Цей струм підводиться до пластин конденсаторів 3 і 4, між якими на стрічках 5 і 6 рухається висушуваний матеріал. Під дією поля високої частоти йони й електрони в матеріалі (що, зазвичай, містить деяку кількість електроліту, наприклад, розчину солей) змінюють напрям руху синхронно зі зміною знака заряду пластин конденсатора; дипольні молекули набувають обертального руху, а неполярні – поляризуються внаслідок зсуву їх зарядів. Ці процеси супроводжуються тертям, а отже, сприяють виділенню теплоти і нагріванню висушуваного матеріалу.



**Рис.2.35. Високочастотна (діелектрична) сушарка: 1 – ламповий високочастотний генератор; 2 – сушильна камера; 3, 4 – пластини конденсаторів; 5, 6 – нескінченні стрічки; 7– випрямляч**

Змінюючи напруженість електричного поля, можна регулювати величину градієнта температури між внутрішніми шарами матеріалу та його поверхнею, тобто регулювати швидкість сушіння, а також вибірково нагрівати певну частину неоднорідного матеріалу.

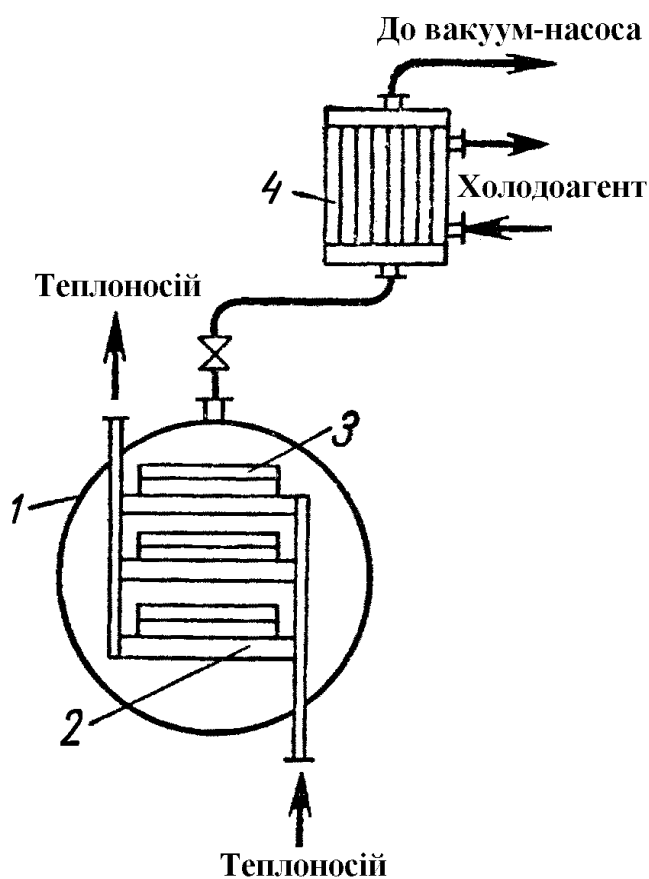
У полі струму високої частоти можливо швидко й рівномірно висушувати товстошарові матеріали. Проте таке сушіння вимагає дуже високих витрат енергії (5...50 кВт · год на 1 кг випареної вологи). Крім того, допоміжне обладнання сушарки є складним і дорогим в експлуатації. Тому високочастотне сушіння є рентабельним лише за певних умов (наприклад, під час сушіння дорогих діелектричних матеріалів) і вимагає техніко-економічного обґрунтування у кожному конкретному випадку.

Сушіння матеріалів у замороженому стані, за якого волога, що знаходиться в них у вигляді льоду перетворюється на пару, минаючи рідкий стан, називається *сублімаційним* (молекулярним). Сублімаційне сушіння здійснюється за глибокого вакууму (залишковий тиск 2...130 Па) і низьких температур.

У сушильній камері *1 сублімаційної сушарки* (рис.2.36) знаходяться порожнисті плити 2, усередині яких циркулює теплоносій (як правило, гаряча вода).



На плитах встановлюється дека 3 із висушуваним матеріалом, яка має знизу невеликі борти. Завдяки ним дека не контактує з поверхнею плит 2, і теплота від останніх передається матеріалу переважно випромінюванням. Пароповітряна суміш із сублиматора 1 надходить у труби конденсатора-виморожувача 4, у міжтрубному просторі якого циркулює холодоагент, наприклад, аміак. Конденсатор утворює один циркуляційний контур із випарником холодильної установки і вакуумом-насосом, призначеним для відсмоктування неконденсованих газів і повітря. У трубах конденсатора відбуваються конденсація і заморожування водяної пари. Для зручнішого видалення льоду використовують два конденсатори, які поперемінно працюють і розморожуються.



**Рис.2.36. Принципова схема сублимаційної сушарки: 1 – сушильна камера (сублиматор); 2 – порожниста плита; 3 – дека; 4 – конденсатор-виморожувач**

Видалення вологи з матеріалу складається з трьох стадій: самозаморожування вологи й сублімації льоду за рахунок теплоти, що віддається самим матеріалом унаслідок зниження тиску в сушильній камері (при цьому відводиться до 15 % усієї вологи); видалення основної частини вологи сублімацією (відповідає першому періоду сушіння); видалення залишкової вологи тепловим сушінням.

Механізм відведення вологи з поверхні випаровування під час сублімаційного сушіння специфічний: він відбувається шляхом *ефузії*, тобто вільного руху молекул пари, що відбувається за відсутності їхнього контакту.

Сушіння здійснюється за умови “м’якого” нагрівання замороженого матеріалу водою, оскільки кількість передаваної теплоти не повинна перевищувати її витрати на сублімацію льоду без його плавлення. Безпосередньо на сушіння витрачається помірна кількість теплоти низького потенціалу (за температури 40...50 °C), однак загальні витрати енергії і експлуатаційні затрати вищі, ніж за будь-якого іншого способу сушіння, у тому числі струмом високої частоти. З огляду на це застосовувати сублімаційне сушіння доцільно лише у випадках, коли висушуваний продукт повинен тривалий час зберігати свої властивості (пеніцилін, плазма крові, високоякісні харчові продукти).

## 2.5 Контрольні запитання

1. Яку розмірність має вологовміст сушильного агента в процесах конвективного сушіння (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а)  $\text{кг}/\text{м}^3$ ; б)  $\text{кг}/\text{кг}$ ; в)  $\text{м}^3/\text{кг}$ ; г)  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ; д) %.

2. Запишіть рівняння теплового балансу теоретичного й дійсного процесів сушіння.

3. Які параметри стану вологого повітря можна знайти за діаграмою Рамзіна (спробуйте назвати щонайменше сім параметрів)?

4. До якого типу сушарок за способом підведення теплоти належать валкові та радіаційні сушарки? Чому?

5. Від чого залежить питома витрата сушильного агента (повітря) конвективної сушарки (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) від різниці його температур на вході і виході сушарки; б) від різниці його вологовмісту на вході і виході; в) від різниці його теплоємностей на вході і виході; г) від різниці його відносної вологості на вході і виході; д) від різниці його абсолютної вологості на вході і виході.

6. Якщо парціальний тиск пари над матеріалом є меншим, ніж тиск насичення, відбувається (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) видалення вільної вологи; б) десорбція; в) сорбція; г) зволоження; д) видалення зв'язаної вологи.

7. Чому дорівнює тривалість першого періоду сушіння 10 кг матеріалу з початковою вологістю 0,25  $\text{кг}/\text{кг}$ , якщо інтенсивність сушіння 0,001  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , а площа поверхні, з якої видаляється волога, 10  $\text{м}^2$ ? Вологість матеріалу після закінчення першого періоду сушіння 0,05  $\text{кг}/\text{кг}$ .

8. Визначте питому і загальну масові витрати сухого повітря, необхідні для видалення з матеріалу 0,01  $\text{кг}/\text{с}$  вологи, якщо під час проходження через сушарку вологовміст повітря зростає від 0,01 до 0,02  $\text{кг}/\text{кг}$ .

9. Якщо температура матеріалу дорівнює температурі мокрого термометра, відбувається (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) видалення вільної вологи; б) десорбція; в) сорбція; г) зволоження; д) видалення зв'язаної вологи.

10. Лімітуючою стадією другого періоду сушіння є (оберіть правильну(і) відповідь(і)): а) швидкість випаровування вологи з поверхні матеріалу; б) швидкість випаровування вологи з мікрокапілярів; в) швидкість дифузії вологи з внутрішніх шарів матеріалу до поверхні; г) швидкість дифузії вологи в сушильному агенті (повітрі); д) швидкість витіснення повітря з капілярів.

### 3. ПРОЦЕСИ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ. ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

Охолодження - це процес, в якому теплота переноситься з нижчого на вищий температурний рівень шляхом виконання роботи над системою. У деяких системах теплообмін використовується для забезпечення енергії для протікання холодильного циклу. Всі охолоджувальні системи є тепловими насосами (перекачують енергію з нижчого рівня на вищий). Термін «тепловий насос» переважно використовується для опису холодильних систем, де теплота видаляється через конденсатор та становить першочерговий інтерес [1].

Газова, нафтова та хімічна промисловості є одними з найбільших споживачів штучного холоду. У зв'язку з цим, обґрунтований вибір продуктивності та режимних параметрів, а також системних рішень холодильних установок має велике значення [2].

Технологічні особливості підприємств нафтової, газової та хімічної промисловостей зумовлюють специфіку холодильного обладнання: холодильні машини повинні мати велику продуктивність, високий рівень надійності, автоматичну підтримку заданих параметрів, включаючи регулювання продуктивності, значний ресурс роботи, використання енергетичних ресурсів виробництва, в тому числі низькопотенційних, застосування недорогих робочих речовин, особливо основних та побічних продуктів виробництва [2].

У зв'язку з цим, при підготовці фахівців з хімічної інженерії, доцільно приділити достатню увагу процесам штучного охолодження. Тому для студентів, що навчаються за освітньою програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» пропонується вибірковий освітній компонент «Холодильна техніка». У курсі розглядаються методи отримання низьких температур, принципи побудови, цикли та принципові схеми парових одно- і багатоступінчастих холодильних машин помірного охолодження, цикли та принципові схеми каскадних холодильних машин помірного охолодження, цикли та схеми тепловикористовуючих холодильних машин.

Після засвоєння кредитного модуля набуваються такі компетенції:

- Здійснювати вибір і розрахунок типового устаткування та технологічних схем для систем охолодження.

- Здійснювати побудову алгоритмів розрахунку холодильної техніки за вибраними моделями процесів, користуватися сучасними комп'ютерними програмами для моделювання роботи холодильної техніки.

- Вибирати режими роботи, конструктивні розміри устаткування та систем тепло- або холодозабезпечення.

- Здійснювати конструктивну розробку устаткування.

- Здійснювати комплексне експериментальне дослідження устаткування для отримання штучного холоду.

Метою вивчення даної дисципліни є формування у студентів комплексу знань, а саме: легко орієнтуватися у можливостях існуючого холодильного обладнання, знаходити раціональні параметри для його роботи з врахуванням енергоощадних технологій, готувати проекти для нової та модернізації існуючої холодильної техніки.

## **3.1 ЗНАЧЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В ХІМІЧНІЙ ІНЖЕНЕРІЇ**

### **3.1.1 Використання штучного холоду в галузях економіки**

Процеси штучного охолодження широко застосовуються в різних галузях промисловості. У хімічній – під час виробництва штучних волокон і пластмас, для гальмування теплонапружених екзотермічних реакцій, розділення газових сумішей та складних розчинів, у виробництві синтетичного аміаку, барвників, нітратної кислоти тощо. У харчовій – для зберігання та заморожування харчових продуктів. У нафтопереробній – депарафінізації нафти та олів, алкілування, видалення олів з газів тощо. У газовій – для фракціонування компонентів вуглеводневих газів, отримання гелію, розділення коксового та піролізних газів, очищення природного газу від важких вуглеводнів, зберігання та транспортування зріджених газів тощо. В машинобудуванні та металообробці холод вико-

ристовують для холодної посадки деталей, низькотемпературного загартування. В матеріалознавстві – для вивчення поведінки металів та сплавів за низьких температур. Також при низьких температурах випробуються радіотехнічні вироби та продукти інших галузей промисловості. У гірничотехнічній промисловості та підземному будівництві, штучний холод використовується при прокладанні тунелів в нестійких ґрунтах. Також значну кількість штучного холоду використовують у системах кондиціонування промислових і побутових приміщень та транспортних засобів [3-4].

Використання охолодження в хімічній промисловості та суміжних галузях варто розглянути детальніше.

Фармацевтична промисловість використовує охолодження в процесах сублімаційного сушіння. Також в цій галузі популярним є підхід, що полягає у охолодженні рідини (наприклад, глікольний антифриз чи спирт) та її транспортування до місця, де необхідне охолодження. Низькотемпературний спирт може охолоджувати оболонки посудин, або гліколь може бути направлений до змішувачів для охолодження повітря, розташованих в приміщеннях, де відбувається засипання порошків і, відповідно, має підтримуватися низька вологість [5].

Хімічна, нафтохімічна та нафтопереробна галузі часто потребують збільшених холодильних установок. Основні важливі операції, що часто вимагають охолодження, такі [5]:

- відділення одного газу від іншого шляхом зрідження більш ніж одного газу;
- конденсація газів, зокрема для вловлювання газів, що витікають з ємностей для зберігання рідин;
- кристалізація однієї речовини в суміші для відділення її від інших;
- підтримання накопиченої рідини при низькій температурі для контролю тиску в ємності для зберігання;
- відведення теплоти хімічних реакцій;
- контроль вологості для гігроскопічних реактивів.

Дві основні концепції в забезпеченні охолодження – це пряме і непряме охолодження. У прямому охолодженні сам продукт є холодоагентом і стиска-

ється, конденсується та дроселюється для утворення рідини з низькою температурою. Нафтохімічна промисловість часто використовує, наприклад, пропан, етан та етилен як холодоагенти. Часто ці хімічні заводи великі та традиційно використовують високопродуктивні відцентрові компресори. Наприклад, в установках фракціонування зріджених нафтових газів можуть використовуватися 8 двоступінчастих відцентрових компресорів для стикування пропану в холодильному циклі. Інший підхід полягає в забезпеченні непрямого охолодження через використання збірних конструкцій, що використовують аміак чи прийнятний галогенопохідний холодоагент. Аміак та галогенопохідні холодоагенти з установок обслуговують теплообмінники, які працюють для охолодження; або в деяких випадках використовують насоси, для доставки вторинних холодоагентів до теплообмінників [5].

Наведемо приклади температурних рівнів, які використовуються в хімічній промисловості: попереднє охолодження повітря перед розділенням – до  $-100^{\circ}\text{C}$  (173 K); конденсація вуглеводнів відбувається при  $-55^{\circ}\text{C}$  (218 K); при приблизно такому ж рівні температури відбувається виготовлення таких реагентів як аміак, карбамід, анілінові барвники, бутадієн, бутиленова гума, хлор, пестициди та гербіциди, синтетичні гуми, вінілхлорид та ксилан, а також відновлення розчинників [5].

### **3.1.2 Історія розвитку процесів штучного охолодження**

Сезонні заготівлі снігу та льоду є стародавньою практикою, яка за оцінками істориків почалася ще за 10 000 років до нашої ери. Античні євреї, греки, римляни та єгиптяни не використовували сніг та лід для зберігання їжі, однак для них це були відомі засоби охолодження напоїв. Приблизно з 500 року до нашої ери в Ірані відомі ячкали – споруди для зберігання льоду, а іноді і продовольства, в пустельних умовах. Такі конструкції будувалися з водостійкого роз-



чину, який забезпечував опір теплообміну. Вони мали форму купола і розташовувалися на поверхні ґрунту [4].

Протягом століть льодові будинки використовувалися для зберігання льоду, який був захищений тепловою ізоляцією, яка робилася з соломи або тирси. Такі споруди розташовували біля річок чи струмків та глибоко під землею, щоб максимізувати охолодження [4].

Торгівля льодом, також відома як торгівля замороженою водою, в ХІХ столітті була індустрією, яка була зосереджена на східному узбережжі США та Норвегії, що включала великомасштабні засоби заготівлі, зберігання та продажу природного льоду для побутових та комерційних потреб. В 1806 році Фредерік Тудор (пізніше названий Крижаним Королем) розпочав продаж нарізаного на річці Гудзон льоду та експортував його. Більшість льодових коробок були виготовлені з дерева та були облицьовані з середини оловом, корком або цинком. Багато людей використовували тирсу або водорості, щоб довше тримати їх блоки льоду холодними. Оскільки лід в кінці кінців танув, під ящиком з льоду розташовували піддон для збору талої води. Піддон треба було часто міняти [4].

Також було поширене виготовлення льоду нічним охолодження. У такому випадку його виготовляли шляхом тримання тонкого шару води в неглибокому наземному піддоні, який залишали під нічним небом. Вода втрачала теплоту за рахунок випромінювання до стратосфери, яка має температуру близько  $-55^{\circ}\text{C}$  та рано-вранці вода замерзала до льоду. Такий метод виробництва льоду був дуже популярним в Індії [4].

*Охолодження випаровуванням.* Шотландський професор Вільям Куллен розробив маленьку холодильну машину в 1755 році. Куллен використовував насос для створення часткового розрідження над контейнером з діетиловим етером, який після цього кипів, поглинаючи теплоту з води, з якою перебував у термічному контакті. Наступним розробником холодильної машини був Джейкоб Перкінс, американський винахідник, інженер та фізик. Перкінс отримав перший патент на парокомпресійний холодильний цикл, виданий 14 серпня 1835, який називався «Апарат та засіб для виробництва льоду та охолодження рідин». Ідея прийшла від іншого американського винахідника –Олівера Еванса, який

розробив таку ідею в 1805 році, але ніколи не будував холодильників. Перкінс отримав патент, що охороняв його права окремо в Англії та Шотландії. Прототип Перкінса не був комерційно успішним. Втім, Джон Хейгі зробив його робочу модель [4].

Машину Перкінса можна вважати праобразом сучасної парокompресійної машини, оскільки до неї входили всі найбільш характерні для таких машин елементи: посудина, де в наслідок підведення теплоти з навколишнього середовища кипів етер при низькій температурі, насос (компресор), який стискав і направляв пари ефіру в змішувик, в якому відбувалася їх конденсація. Сконденсований рідкий етер через спеціальний дросельний вентиль направлявся в посудину (випарник), де кипів при низькій температурі [4].

В 1871 році Шарль Тел'є побудував машину, що працює на метиловому етері. В 1872 Девід Бойль отримав патент на аміачну холодильну машину. В 1881 році Карл Лінде одночасно з Відхаузенем побудував вуглекислотну машину. Ще раніше, в 1879 році він заснував «Компанію Льодових Машин Лінде», яка успішно виготовляла холодильні машини для пивоварних компаній і до 1890 року було продано 747 таких машин. В 1845 році Джон Горрі винайшов газову (повітряну) холодильну машину (патент США №8080 від 6 травня 1851 року), робота якої ґрунтується на тому, що попередньо стиснутий і охолоджений газ за рахунок навколишнього середовища розширюється в спеціальній машині – детандері. При цьому температура повітря знижувалася [4].

В 1862 році Фердинанд Карре запропонував абсорбційну холодильну машину, яка ґрунтується на поглинанні парів аміаку слабким водоаміачним розчином за допомогою джерела низькопотенційної теплоти (гарячі гази, пара, тощо). В 1884 році, був запатентований принцип пароежекторної холодильної машини: пара, що утворювалася при низькій температурі, відкачувалася і стискалася за рахунок енергії струменя пари тієї ж речовини. Першу пароежекторну холодильну машину сконструював Леблан в 1910 році [4].

Жан-Шарль Пельт'є в 1834 році відкрив, що при пропусканні електричного струму через ланцюг, що складається зі спаю двох провідників, один із спаїв охолоджується, а інший нагрівається [4].

Починаючи з першої половини ХХ століття електричні холодильники стали звичними побутовими пристроями [4].

### 3.1.3 Рівні охолодження

Розрізняють природне та штучне охолодження. Під природнім охолодженням розуміють охолодження до температур навколишнього середовища, найчастіше таке охолодження обмежується температурами 20°C (293 К). Для цього використовують повітря, воду, іноді лід. Однак для більш складних процесів та більш низьких рівнів температур необхідно виробляти штучний холод [3].

Діапазон температур, які отримуються при штучному охолодженні умовно поділяють на 4 групи [3]:

- помірне охолодження: від +20°C до –100°C (від 283 К до 173 К);
- глибоке охолодження: від – 100°C до –233°C (від 173 К до 40 К);
- кріогенна техніка: від 40 К до 0,3 К;
- техніка ультранизьких температур:  $2 \cdot 10^{-5}$  К.

Для отримання штучного холоду робоча речовина повинна бути у відповідному стані – рідкому чи газоподібному. Зокрема, для отримання штучного холоду використовують речовини, що випаровуються і конденсуються в ході роботи холодильної машини. Для забезпечення надійної роботи необхідно знати властивості робочої речовини та закономірності їх зміни, які визначаються законами термодинаміки. Тому надалі необхідно розглянути термодинамічні основи отримання штучного холоду.

Варто відзначити, що процеси охолодження є практичним застосуванням термодинаміки, тому розуміння базових принципів термодинаміки є критичним для повного розуміння таких процесів [1].

### 3.1.4 Контрольні запитання

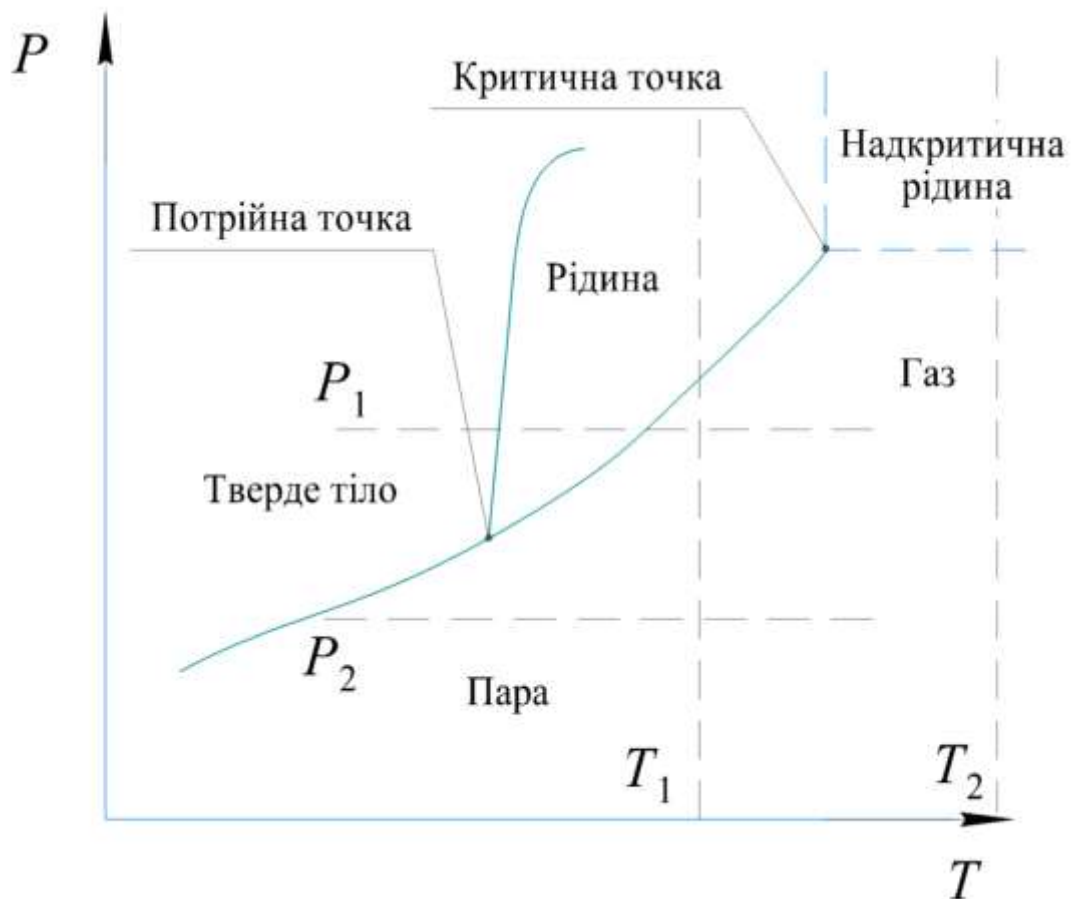
1. Проаналізувати використання штучного холоду в галузях економіки.
2. Пояснити особливості використання штучного холоду в хімічній інженерії та суміжних галузях.
3. Проаналізувати історію розвитку холодильної техніки.
4. Пояснити рівні охолодження.

## 3.2 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ОТРИМАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ

### 3.2.1 Фазовий стан речовини

Залежно від значень тиску та температури, будь-яка речовина може знаходитися в різних фазових станах і для інженерних потреб необхідно точно знати, в якому стані та за яких умов знаходиться речовина, і належним чином підтримувати ці умови. Для ілюстрації взаємозв'язку між умовами та станом речовини користуються даними спостережень і фазовими діаграмами, як показано на рисунку 3.1 [6-9].

Коли температура зростає при постійному тиску (наприклад тиску  $P_1$  на діаграмі), відбувається перетворення з рідини в пару. При малих тисках (наприклад, тиску  $P_2$ ) не спостерігається появи рідини. Натомість, при певних температурах, тверде тіло перетворюється прямо в газоподібну фазу, тобто відбувається процес, відомий як сублімація. Це спостерігається, коли сухий лід (який є твердим  $\text{CO}_2$ ) сублімує за умов навколишнього середовища. Ключові визначення та спостереження, що ілюструються на рисунку 3.1, такі [6]:



**Рисунок 3.1 – Типова діаграма фазових переходів для чистих компонентів**

- Для конкретного тиску, температура, за якої відбувається фазовий перехід тверде тіло–рідина, має назву **точка плавлення** чи **точка замерзання**; температура, за якої відбувається перехід рідина-пара, називається **точкою кипіння**, та температура, за якої відбувається перехід тверде тіло-пара, називається **точкою сублімації**.
- Точки кипіння, плавлення та сублімації збільшуються при збільшенні тиску.
- Точки плавлення та кипіння при атмосферному тиску називають **нормальною точкою плавлення** та **нормальною точкою кипіння**.
- Тиск, за якого відбувається перехід рідина–пара або тверде тіло–пара, називається **тиском пари**. Тиск пари зростає зі зростанням температури.

- Існують унікальні значення тиску та температури, за яких твердий, рідкий та пароподібний стани можуть існувати в рівновазі один з одним. Цей стан називається **потрійною точкою**.
- Існує унікальна температура, вище якої не існує рідини, незалежно від значень тисків. Ця температура називається **критичною** ( $T_c$ ).
- Існує унікальний тиск, вище якого не існує пари, незалежно від значень температури. Цей тиск називається **критичним** ( $P_c$ ).
- Речовина, яка одночасно знаходиться вище критичної температури та критичного тиску, називається **надкритичною рідиною**.

Для кожної індивідуальної речовини потрійна точка є унікальною і значення параметрів у таких точках використовуються для калібрування приладів, що вимірюють температуру [6].

### 3.2.2 Правило фаз Гіббса

Стан чистої гомогенної рідини фіксується коли дві інтенсивні термодинамічні властивості набувають визначених значень. Натомість, коли дві фази однієї чистої речовини знаходяться в рівновазі, стан системи фіксується, коли визначена лише одна властивість. Наприклад, водяна пара та рідка вода знаходяться в рівновазі при тиску 0,1 МПа лише при температурі 100°C. Неможливо змінити температури без зміни тиску, якщо підтримувати рівновагу між парою та рідиною. В такому випадку існує одна незалежна змінна [7].

Для багатофазної системи в рівновазі, кількість незалежних змінних, що повинні бути довільно зафіксовані для встановлення її *інтенсивного* стану називаються *числом ступенів свободи* системи. Ця величина визначається за правилом фаз Гіббса [7]:

$$F = 2 - \Phi + N \quad (3.1)$$

де  $F$  – число ступенів свободи,  $\Phi$  – кількість фаз,  $N$  – кількість хімічних компонентів в системі.

Інтенсивний стан при рівновазі встановлюється коли її температура, тиск та склад всіх фаз зафіксований. Існують змінні фазової рівноваги, але вони не всі незалежні. Правило фаз визначає кількість змінних з цього ряду, які повинні бути визначені, щоб зафіксувати решту інтенсивних змінних і, таким чином, інтенсивний стан системи [7].

Фазою називається гомогенна область речовини. Газ або суміш газів, рідина чи рідкий розчин та кристалічне тверде тіло є прикладами фаз. Різка зміна властивостей завжди відбувається на границях фаз. Різні фази можуть співіснувати, але для застосування правила фаз вони повинні бути в рівновазі. Фаза не обов'язково повинна бути суцільною. Прикладами несцільної фази можуть бути гази у формі бульбашок, дисперговані у рідині; рідини у формі краплин, дисперговані в іншій рідині, з якою вони не змішуються; тверді кристали, дисперговані як в газі, так і в рідині. У кожному випадку, дисперсна фаза розподілена в суцільній фазі [7].

З правила фаз Гіббса випливає, що в однокомпонентній системі:

В однофазній області – 2 ступені свободи

$$F = 2 - \Phi + N = 2 - 1 + 1 = 2$$

У двофазній області – 1 ступінь свободи

$$F = 2 - \Phi + N = 2 - 2 + 1 = 1$$

У потрійній точці – 0 ступенів свободи

$$F = 2 - \Phi + N = 2 - 3 + 1 = 0$$

Мінімальною кількістю ступенів фаз є 0, в такому стані система є інваріантною.

### **3.2.3 Властивості та параметри стану речовини. Термодинамічні діаграми та таблиці**

Для аналізу та практичних розрахунків необхідно знати параметри речовин.

Фізичні властивості, значення яких однозначно визначають стан речовини називаються параметрами стану. Властивості речовини можуть бути інтенсивними та екстенсивними. Інтенсивними є властивості, які не залежать від кількості речовини в системі (наприклад, тиск та температура). І навпаки, якщо властивості залежать від кількості речовини в системі, вони називаються екстенсивними (наприклад, об'єм). Питомі, тобто віднесені до одиниці кількості речовини, екстенсивні властивості набувають сенс інтенсивних властивостей (наприклад, питомий об'єм, питома теплоємність). В більшості довідкових джерел наводяться питомі значення, які як правило віднесені до 1 кг речовини [3].

Інтенсивні властивості, що обумовлюють стан тіла чи групи тіл в термодинамічній системі, називаються термодинамічними параметрами стану тіла або системи. Під термодинамічною системою розуміють сукупність матеріальних тіл, що знаходяться в механічній та тепловій взаємодії між собою й оточуючими тілами. Усі інші матеріальні тіла, що знаходяться за межами розглядуваної системи, називають навколишнім або зовнішнім середовищем [3].

Найбільш зручними і найважливішими параметрами стану є абсолютна температура, абсолютний тиск та питомий об'єм. Якщо задані бідь-які два параметри, то третій є однозначною функцією від двох інших:  $P = f(T, v)$ ,  $T = f(P, v)$ ,  $v = f(T, p)$  [3].

В термодинаміці використовують ще три додаткові параметри, такі як [3]:

- 1) Внутрішня енергія  $U (u)$ ;
- 2) Ентропія,  $S (s)$ ;
- 3) Ентальпія  $H (h)$

Внутрішня енергія тіла складається з кінетичної та потенційної енергії мікрочастинок, внутрішньомолекулярної енергії, внутрішньоатомної енергії та внутрішньоядерної енергії. Кінетична енергія обумовлена масою та швидкістю поступального, обертального коливального руху, яка залежить від температури. Потенційна енергія – силами взаємодії між частинками, які залежать від відстані між частинками та взаємного положення, які в свою чергу залежать, від тиску. Таким чином, запас внутрішньої енергії залежить від стану системи, тобто внутрішня енергія є додатковим параметром стану. Зміна внутрішньої енергії



залежить від початкового та кінцевого стану і не залежить від шляху, за яким система проходить з одного стану в інший [3].

Ентропія – це відношення кількості теплоти, що є в системі, до абсолютної температури системи [3]:

$$S = \frac{Q}{T} \quad (3.2)$$

Питома ентропія:

$$s = \frac{q}{T} \quad (3.3)$$

Ентропія вимірюється в одиницях енергії, віднесених до одиниці температури, тобто в системі СІ в Дж/К. Відповідно, питома ентропія вимірюється в Дж/(кг·К). Для практичних розрахунків часто використовуються кДж/К та кДж/(кг·К), також можуть бути використані позасистемні одинці, наприклад калорії [3].

Ентальпія – це сума внутрішньої енергії та потенційної енергії тиску [3]:

$$H = U + P \cdot V \quad (3.4)$$

Питома ентальпія:

$$h = u + P \cdot v \quad (3.5)$$

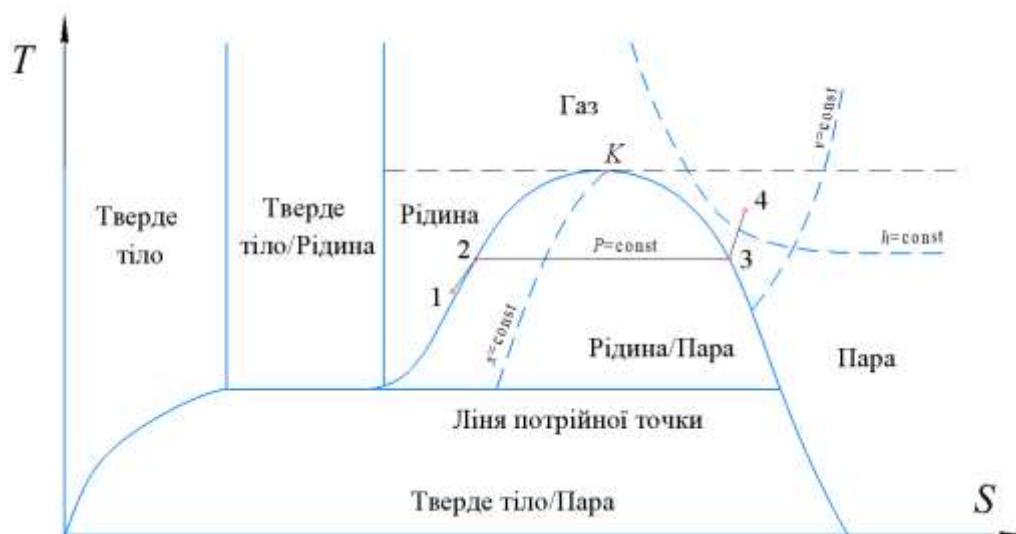
Ентальпія вимірюється в одиницях енергії (Дж), питома ентальпія – одиницях енергії, віднесеної до одиниці маси (Дж/кг).

Якщо задані будь-які два параметри стану, то всі решта будуть однозначними функціями від них [3].

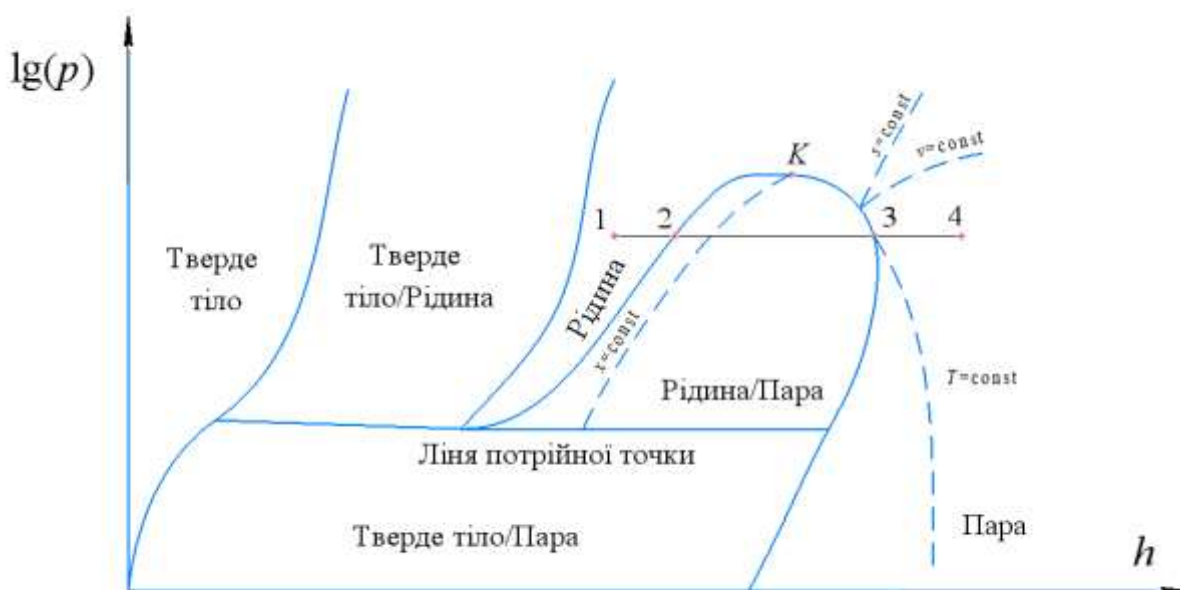
Термодинамічні діаграми – це графіки, що показують властивості для окремих речовин, наприклад  $T$ ,  $P$ ,  $v$ ,  $h$  та  $s$ . Найбільш поширеними діаграмами є  $Ts$ ,  $Ph$  (зазвичай такі діаграми зображуються в напівлогарифмічних координатах, тобто  $\lg p$  як функція від  $h$ ) та  $hs$  (яка також називається діаграмою Мол'є). Позначення означають змінні, вибрані для координат. Інші діаграми можливі, але використовуються рідко [7].

На рисунках 2.2-2.4 показано загальні характеристики цих діаграм. Хоча вони основані на даних для води, загальний характер аналогічний для всіх речовини. Двофазний стан, представлений на  $PT$  діаграмі на рисунку 3.1, лежить

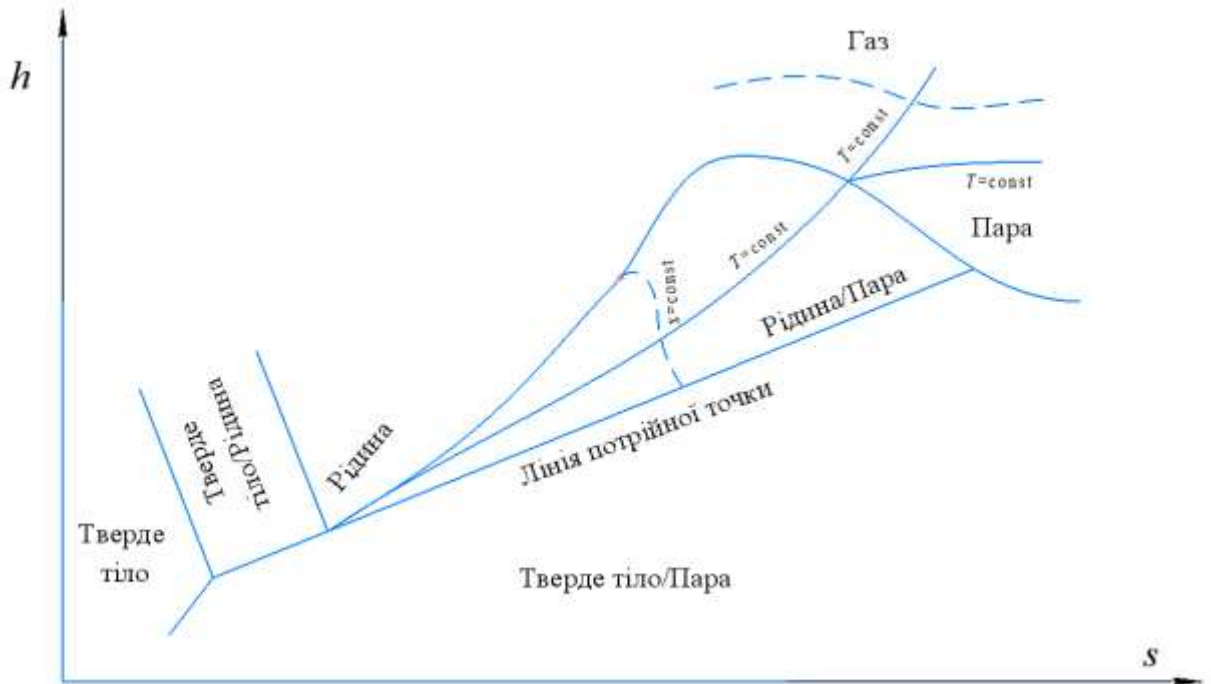
по областях на цих діаграмах, а потрійна точка на рисунку 3.1 стає лінією. Лінії постійних величин в області рідина/пара забезпечують безпосередньо значення для двох фаз. Критична точка позначена літерою  $K$  та суцільні криві, що проходять через неї представляють стани насиченої рідини (ліворуч від  $K$ ) та насиченої пари (праворуч від  $K$ ). Діаграма Мол'є (Рисунок 3.4) зазвичай не включає даних щодо об'єму. В області пари чи газу, з'являються лінії постійної температури та постійного перегріву. Перегрів це термін, що позначає різницю між дійсною температурою та температурою насичення при даному тиску [7].



**Рисунок 3.2 – Спрощена  $Ts$  діаграма, що представляє загальні характеристики таких графіків**



**Рисунок 3.3 – Спрощена  $Ph$  діаграма, що представляє загальні характеристики таких графіків**



**Рисунок 3.4 – Спрощена діаграма Мол'є, що представляє загальні характеристики таких графіків**

Шляхи протікання деяких процесів легко наносяться на окремі термодинамічні діаграми. Наприклад, при кипінні, рідина на вході може мати температуру нижчу, ніж температура насичення, а на виході може бути перегріта пара. Отже, в такому випадку речовина нагрівається при постійному тиску до її температури насичення (лінія 1-2 на рисунках 2.2 та 2.3), випаровується при постійних  $P$  та  $T$  (лінія 2-3) та перегрівається при постійному  $P$  (лінія 2-3). На  $Ph$  діаграмі (Рисунок 3.3) весь процес представлений горизонтальною лінією, яка відповідає тиску кипіння. Той же самий процес показаний на діаграмі  $Ts$  (Рисунок 3.2). Стисливість рідин мала для температур значно нижчих за  $T_k$ , та властивості в рідкій фазі змінюються з тиском дуже повільно. Лінії постійного тиску на такій діаграмі для області рідини, таким чином, лежать дуже близько одна до одної, та лінія 1-2 майже стиснута з кривою насиченої рідини [7].

Варто відзначити, що для практичних розрахунків можуть використовуватися не повні діаграми, а лише ті області, які становлять інтерес для аналізу

процесів. Наприклад, на рисунках 2.5–2.7 показані діаграми для аміаку  $T_s$ ,  $Ph$  та  $hs$ , які автоматично генеруються в програмі CoolPack [10].

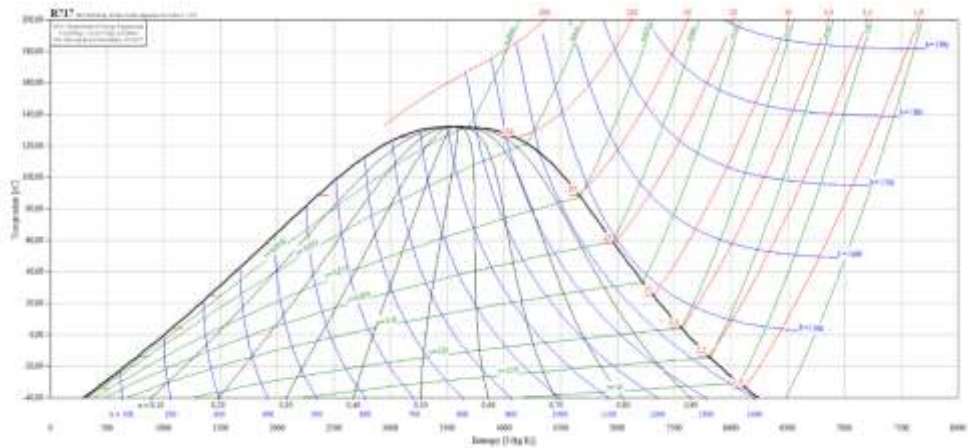


Рисунок 3.5 – Робоча область  $T_s$  діаграми для  $\text{NH}_3$

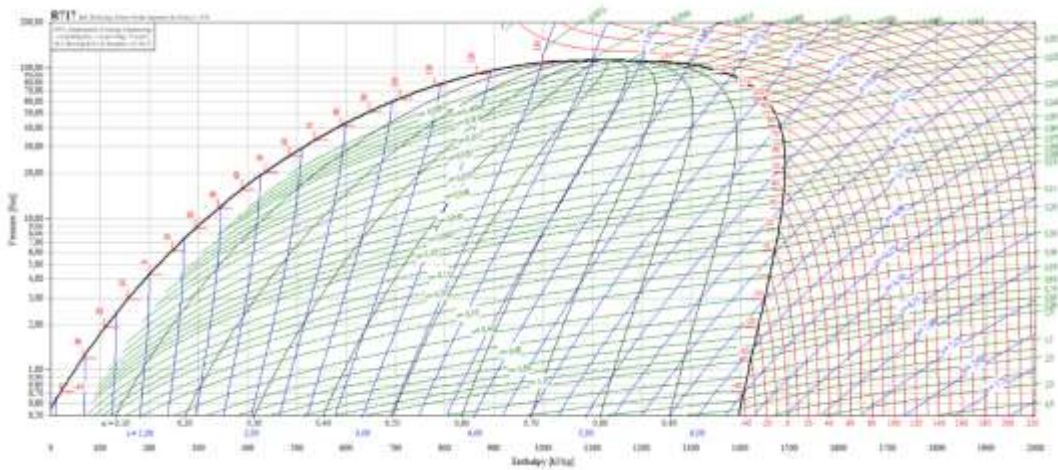


Рисунок 3.6 – Робоча область  $Ph$  діаграми для  $\text{NH}_3$

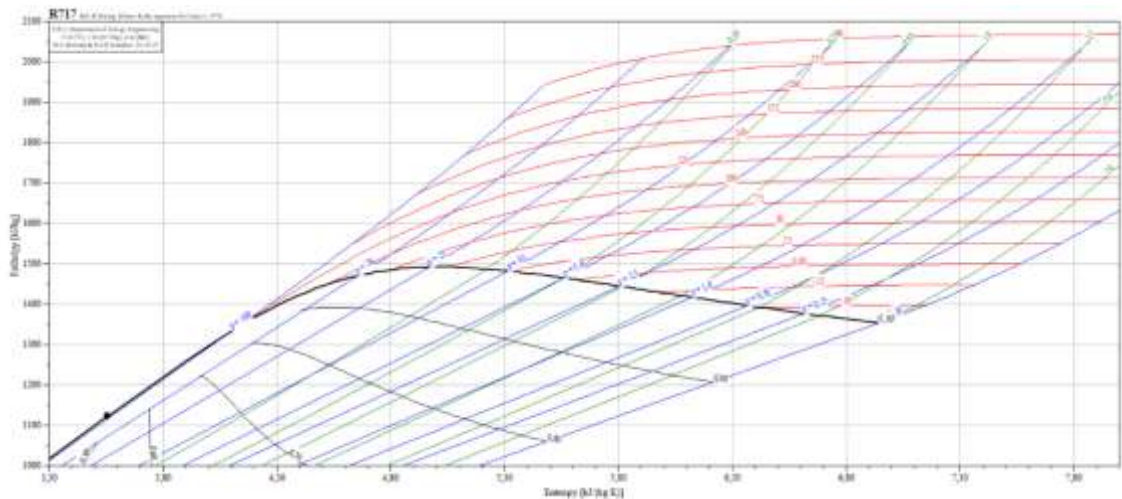


Рисунок 3.7 – Робоча область  $hs$  діаграми для  $\text{NH}_3$

На всіх діаграмах зображені інтенсивні властивості [3].

У багатьох випадках термодинамічні властивості занесені в таблиці. Їх перевага в тому, що дані можуть бути представлені більш точно, ніж на діаграмах, але потребують використання інтерполяції. Як таблиці, так і діаграми наведені в великій кількості довідкових джерел літератури, наприклад в [11, 12]. Також існує спеціальне програмне забезпечення, яке дозволяє визначати точні значення термодинамічних властивостей [10].

### 3.2.4 Рівняння стану газів

Рівняння, що пов'язують між собою параметри стану називаються характеристичними або рівняннями стану даної речовини. Вони мають вигляд [3]:

$$F(P, v, T) = 0 \quad (3.6)$$

Рівняння стану ідеального газу виражається такою залежністю [6]:

$$pv = RT \quad (3.7)$$

Це рівняння, відоме, як рівняння Клапейрона, виявилось придатним лише для станів газу, що значно віддалені від критичного, як наприклад для водню чи гелію при кімнатній температурі [1, 6].

При високих тисках і низьких температурах застосування рівняння Клапейрона може призвести до похибок, що доходять до 500%. Але навіть при кімнатній температурі та атмосферному тиску для деяких газів відхилення від ідеального досягає 2-3%. Це відхилення пояснюється впливом молекулярних сил, які не враховані в рівнянні Клапейрона [1, 6].

Було запропоновано багато (понад 50) рівнянь стану реального газу, але жодне з них не має достатньої загальності та точності. Найбільш близько відображає зміну стану реальних газів рівняння ван дер Ваальса [1, 6]:

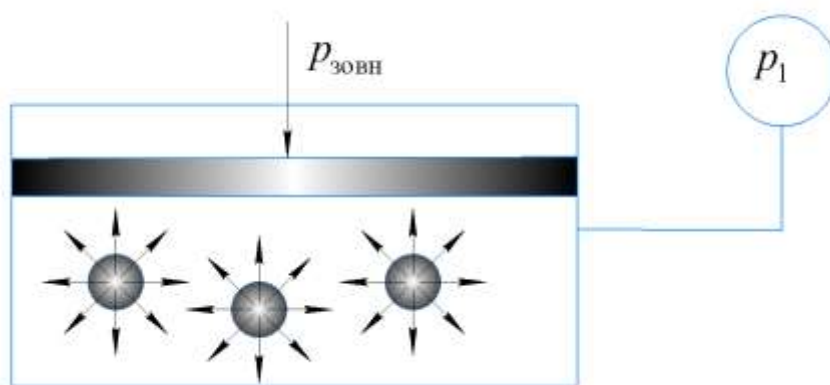
$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \quad (3.8)$$

де  $a$  та  $b$  – дослідні коефіцієнти;  $R$  – газова стала;  $v$  – питомий об'єм газу;  $T$  – абсолютна температура.

Рівняння ван дер Ваальса відрізняється від рівняння стану ідеального газу двома поправками. Перша поправка  $a/v^2$  враховує сили взаємного притягання молекул. Вони створюють біля стінок, що обмежують газ, рівнодіючу силу, направлену в середину газового об'єму (Рисунок 3.8). В результаті, тиск газу, що вимірюється манометром зменшується на величину молекулярного тиску  $a/v^2$ , тобто [1, 6]:

$$p = p' - \frac{a}{v^2} \quad (3.9)$$

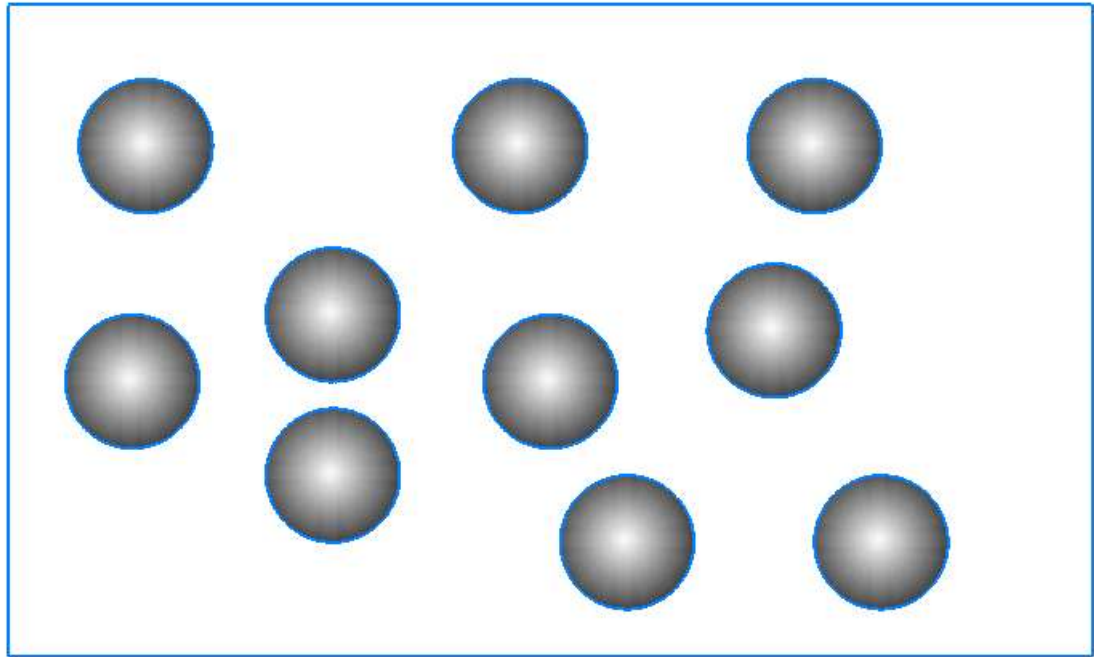
де  $p'$  – тиск ідеального газу;  $p$  – дійсний тиск реального газу.



**Рисунок 3.8 – До врахування сил міжмолекулярної взаємодії в рівнянні ван дер Ваальса**

Згідно ван дер Ваальса, додаткова величина до зовнішнього тиску, що називається молекулярним тиском, прямо пропорційна квадрату густини чи обернено пропорційна квадрату питомому об'єму, тобто дорівнює  $a/v^2$ . Очевидно, що молекулярний тиск зростає зі зменшенням питомого об'єму [1, 6].

Друга поправка  $b$  представляє собою так званий нестисливий об'єм (коволум), тобто об'єм самих молекул. Різниця  $v-b$  є вільним простором, в якому можуть рухатися молекули (Рисунок 3.9) [1, 6].



**Рисунок 3.9 – До врахування об’єму молекул в рівнянні ван дер Ваальса**

При достатньо високому розрідженні, коли величини  $a/v^2$  та  $b$  нехтовно малі порівняно з об’ємом, рівняння ван дер Ваальса переходить в рівняння Клапейрона [1, 6].

Рівняння ван дер Ваальса не є достатньо точним і при високих тисках дає лише перше наближення до дійсних величин. Величини  $a$  та  $b$  для кожного газу постійні і називаються константами ван дер Ваальса [1, 6].

З рівняння ван дер Ваальса можна отримати критичні параметри. Рівняння (3.8) можна переписати [1, 6]:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \quad (3.10)$$

Шляхом диференціювання та прирівнювання отриманого значення до нуля можна отримати [1, 6]:

$$\frac{\partial p}{\partial v} = -\frac{RT}{(v-b)^2} + \frac{2a}{v^3} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial v^2} = \frac{2RT}{(v-b)^3} - \frac{6a}{v^4} = 0 \quad (3.12)$$

З рівнянь (3.11) та (3.12) випливає [1, 6]:

$$\frac{RT}{(v-b)^2} = \frac{2a}{v^3} \quad (3.13)$$

$$\frac{RT}{(v-b)^3} = \frac{3a}{v^4} \quad (3.14)$$

Розділивши один на одне ліві та праві частини рівнянь (3.13) та (3.14) отримаємо [1, 6]:

$$v-b = \frac{2v}{3} \quad (3.15)$$

або

$$v = 3b \quad (3.16)$$

Підставлення в рівняння (3.11) рівняння (3.16) дає [1, 6]:

$$\frac{RT}{4b^2} - \frac{2a}{27b^3} = 0 \quad (3.17)$$

звідки

$$T = \frac{8a}{27Rb} \quad (3.18)$$

Підставляючи значення для  $T$  в рівняння (3.10) отримаємо [1, 6]:

$$p = \frac{8Ra}{27R \cdot 2b^2} - \frac{a}{9b^2} = \frac{a}{27b^2} \quad (3.19)$$

Отримані значення є критичними константами газу, виражені через коефіцієнти  $a$  та  $b$  рівняння ван дер Ваальса. Тобто [1, 6]:

$$v_{\text{кр}} = 3b \quad (3.20)$$

$$T_{\text{кр}} = \frac{8a}{27Rb} \quad (3.21)$$

$$p_{\text{кр}} = \frac{a}{27b^2} \quad (3.22)$$

Також можна виразити константи в рівнянні ван дер Ваальса через критичні параметри [1, 6]:

$$b = \frac{RT_{\text{кр}}}{8p_{\text{кр}}} \quad (3.23)$$



$$a = \frac{27R^2T_{\text{кр}}^2}{64p_{\text{кр}}} \quad (3.24)$$

Рівняння (3.23) та (3.24) дозволяють визначити константи ван дер Ваальса за експериментально знайденими значеннями критичної температури та критичного тиску [1, 6].

Прийнявши в якості одиниці вимірювання критичні параметри газу, можна тиск, об'єм та температуру виразити в частках критичних величин [1, 6]:

$$\frac{p}{p_{\text{кр}}} = \pi \quad (3.25)$$

$$\frac{v}{v_{\text{кр}}} = \varphi \quad (3.26)$$

$$\frac{T}{T_{\text{кр}}} = \theta \quad (3.27)$$

або

$$p = \pi p_{\text{кр}} \quad (3.28)$$

$$v = \varphi v_{\text{кр}} \quad (3.29)$$

$$T = \theta T_{\text{кр}} \quad (3.30)$$

Величини  $\pi$ ,  $\varphi$  та  $\theta$  називають приведеними тиском, об'ємом та температурою. Якщо в рівняння (3.8) підставити рівняння (3.28)–(3.30), то отримуємо [1, 6]:

$$\left( \pi p_{\text{кр}} + \frac{a}{\varphi^2 v_{\text{кр}}^2} \right) (\varphi v_{\text{кр}} - b) = R\theta T_{\text{кр}} \quad (3.31)$$

Якщо критичні параметри виразити рівняннями (3.20)–(3.22), отримаємо [1, 6]:

$$\left( \pi + \frac{3}{\varphi^2} \right) (3\varphi - 1) = 8\theta \quad (3.32)$$

Рівняння (3.32) називається приведеним рівнянням ван дер Ваальса [1, 6].

Для критичного стану приведені тиск, об'єм та температура дорівнюватимуть одиниці, тобто [1, 6]:

$$\pi = \varphi = \theta \quad (3.33)$$

Стани речовини, що характеризуються однаковими значеннями  $\pi$ ,  $\varphi$  та  $\theta$  називається відвідними станами [1, 6].

Відхилення від законів ідеального газу можна охарактеризувати за допомогою ступеня стиснення за допомогою відношення [1, 6]:

$$\frac{p_1 v_1}{p_0 v_0} = \rho \quad (3.34)$$

в якому добуток  $p_0 v_0$  представляє собою величину для газу при певній початковій температурі, зазвичай  $t_0=0$  °C ( $T_0=273,15$  K). Це відношення відоме під назвою число Амага [1, 6].

Рівняння стану реального газу можна записати в такому вигляді [1, 6]:

$$pv = \zeta RT \quad (3.35)$$

де  $\zeta$  називається коефіцієнтом стисливості. Цей коефіцієнт залежить від температури та природи газу. Застосовуючи рівняння (3.35) до газу в двох різних станах отримуємо співвідношення [1, 6]:

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \frac{\zeta_1 T_1}{\zeta_2 T_2} \quad (3.36)$$

Це рівняння дозволяє вирішувати задачі, які на основі законів ідеального газу розв'язуються лише наближено. Рівняння Клапейрона можна розглядати як часткову форму рівняння (3.35), коли коефіцієнт стисливості  $\zeta=1$ . Застосування цього рівняння майже не ускладнюється тим, що множник відрізняється від одиниці [1, 6].

Коефіцієнт стисливості  $\zeta$  пов'язаний з числом Амага  $\rho$  такою залежністю [1, 6]:

$$\zeta = \frac{pv}{RT} = \frac{pv}{RT_0} \cdot \frac{T_0}{T} = \frac{pv}{p_0 v_0} \cdot \frac{T_0}{T} = \rho \frac{T_0}{T} \quad (3.37)$$

Значення коефіцієнта стисливості знаходиться за результатами експериментів, при чому найзручніше користуватися залежністю від питомих параметрів, за допомогою діаграми, показаної на рисунку 3.10.

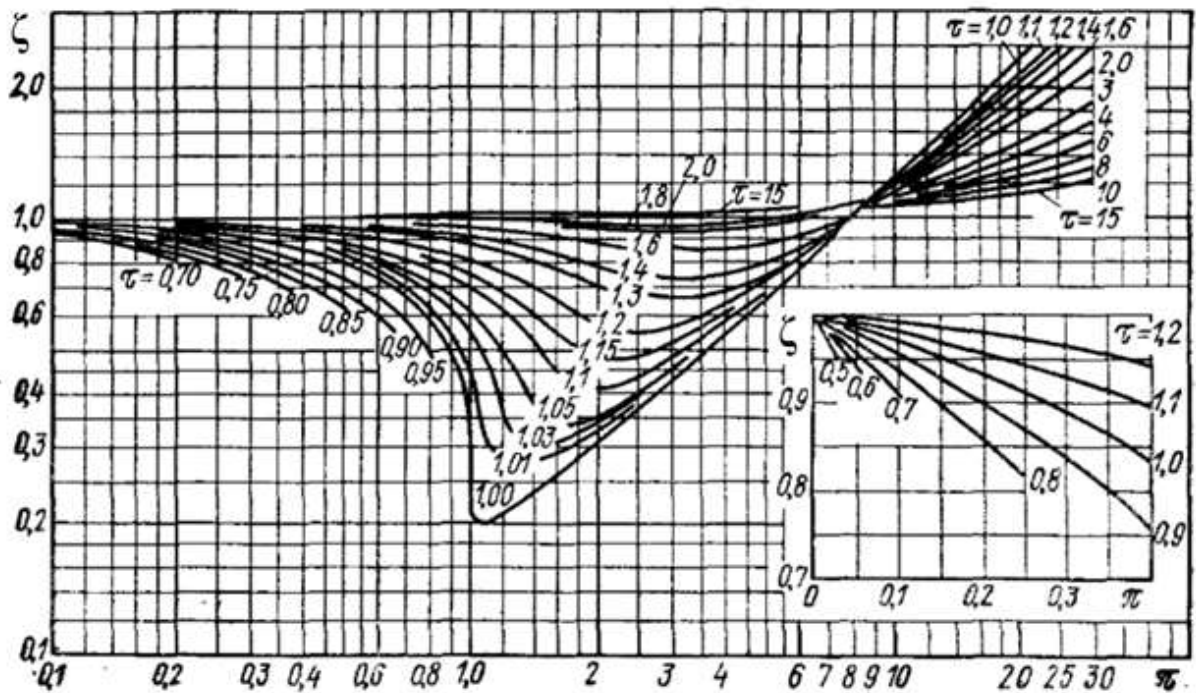


Рисунок 3.10 – Залежність коефіцієнта стисливості від приведених тиску та температури [3, 11].

Також в окремих випадках використовується віриальне рівняння, запропоноване Камерлінгом-Онсом [1]:

$$\frac{pv}{RT} = 1 + B\rho + C\rho^2 + D\rho^3 + \dots \quad (3.38)$$

де  $B$ ,  $C$ ,  $D$  – віриальні коефіцієнти,  $\rho$  – густина газу.

Застосування нескінченних рядів для практичних розрахунків, звісно, неможливе, та насправді використовуються усічення віриальних рівнянь. Ступінь усічення обумовлені не лише за температурою та тиском, а й також доступністю кореляцій або даних для віриальних коефіцієнтів. Значення зазвичай можна знайти для  $B$  та часто для  $C$ , але рідко для коефіцієнтів вищого порядку [1].

Для практичних розрахунків у холодильній техніці найчастіше використовують коефіцієнт стисливості.

### 3.2.5 Контрольні запитання

1. Проаналізувати фазовий стан речовини.
2. Пояснити особливості потрійної точки та критичної точки на фазовій діаграмі.
3. Формулювати правило фаз Гіббса
4. Проаналізувати основні параметри, які характеризують стан речовини та методи визначення їх значень для практичних розрахунків.
5. Охарактеризувати рівняння стану газів.
6. Пояснити які рівняння найбільш підходящі для опису поведінки реальних газів.

### **3.3. МЕТОДИ ОТРИМАННЯ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР**

#### **3.3.1 Загальні підходи**

У холодильній техніці розділяють природне і штучне охолодження. При цьому природнім називають охолодження, яке відбувається самодовільно. Як вже зазначалося, в процесі природного охолодження для зниження температур до звичайних найбільш широко використовують розповсюджені дешеві та доступні холодильні агенти, такі як вода, лід та повітря [3].

У процесах штучного охолодження зниження температур найчастіше проводиться наступними методами [3]:

1. За допомогою фазових переходів, які супроводжуються поглинанням теплоти, в першу чергу випаровуванням води, аміаку, фреонів та подібних речовин.
2. Адіабатичним розширенням у відповідних умовах стиснених речовин, яке може відбуватися двома способами: дроселюванням без виконання зовнішньої роботи та детандеруванням з виконанням зовнішньої роботи.
3. Десорбцією газів.
4. Пропусканням струму через спай двох металів (використання ефекту Пел'є).

## 5. Адіабатичним розмагнічуванням деяких солей.

Методи 1-4 використовуються для отримання помірної холоду, метод 2 також використовується для отримання глибокого охолодження, метод 5 – єдиний метод отримання ультранизьких температур [3].

Температури, які досягають при фазових переходах відрізняються залежно від тиску випаровування. Наприклад, при випаровуванні рідкого аміаку при тиску 0,2 МПа можна забезпечити охолодження до температури  $-20^{\circ}\text{C}$ , тоді як при тиску 0,1 МПа випаровування тієї рідини дозволяє досягнути температурного рівня  $-34^{\circ}\text{C}$  [3].

Крім того, охолодження можна отримати при змішуванні та розчиненні деяких речовин. Наприклад, при приготуванні розчину складу: вода – 62%, хлорид амонію – 19%, нітрат калію – 19%, отримується температура  $-12^{\circ}\text{C}$ . Додавання до льоду карбонату калію дозволяє знизити температуру до  $-46^{\circ}\text{C}$ , а додавання до льоду сульфатної кислоти – до  $-30^{\circ}\text{C}$ . Також можна використати сухий лід, який при додаванні спиртів чи етерів охолоджується до  $-80^{\circ}\text{C}$ . Однак застосування таких методів у промисловому масштабі ускладнене.

### 3.3.2 Адіабатичне розширення стиснутих робочих речовин

Як вже зазначалося, адіабатичне розширення може реалізовуватися двома способами: дроселюванням газу, пари чи рідини без виконання зовнішньої роботи та розширенням стиснутого газу або пари з виконанням зовнішньої роботи в спеціальних розширювальних машинах, які отримали назву детандери. Ці два процеси доцільно розглянути детальніше.

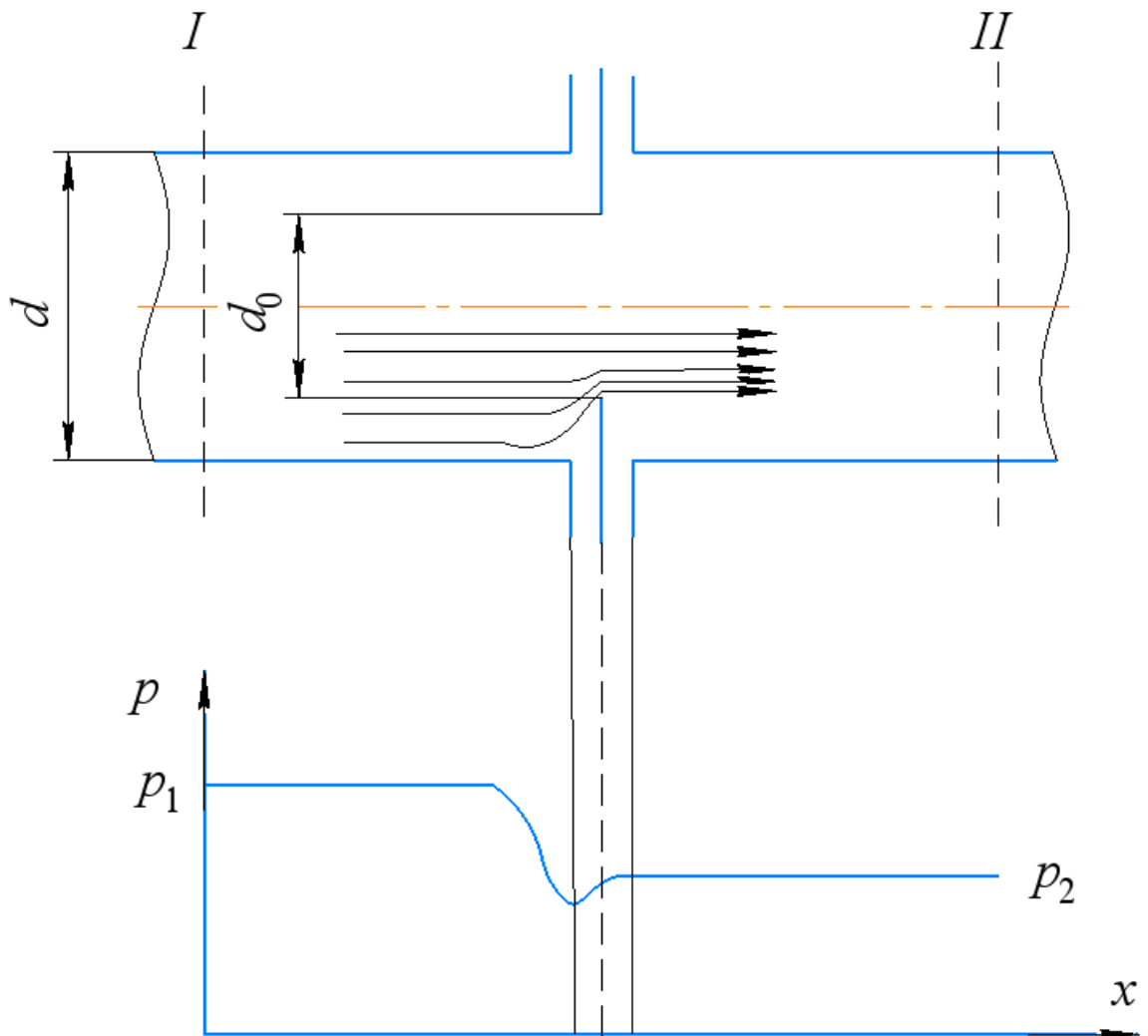
#### 3.3.2.1 Адіабатичне дроселювання

Адіабатичним дроселюванням називається необоротне розширення робочої речовини при її проходженні крізь пристрій з малим прохідним перерізом (дросель, шайба, пориста перегородка тощо). Процес протікає швидко, тому теплообмін з навколишнім середовищем практично не відбувається і ентальпія речовини не змінюється, тобто корисна зовнішня робота не виконується [3].

Розглянемо трубу постійного перерізу  $d$  (внутрішній діаметр труби, стала величина), в якій встановлено шайба діаметром  $d_0$ , так що внутрішній діаметр шайби менший за внутрішній діаметр труби (рисунок 3.1). Виберемо два перерізи I та II, які знаходяться на такій відстані до шайби, що до перерізу I та після перерізу II іде сталий потік [3].

Перший закон термодинаміки можна записати у вигляді [6-9]:

$$dq = dh + d\left(\frac{w^2}{2}\right) \quad (3.1)$$



**Рисунок 3.1 – До ілюстрації принципу дії дрoселя**

Замінімо диференціали скінченними різницями:

$$\Delta q = \Delta h + \Delta \left( \frac{w^2}{2} \right) \quad (3.2)$$

Оскільки процес адіабатичний, то  $dq = \Delta q = 0$ . Тоді

$$\Delta q = 0 = (h_2 - h_1) + \left( \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) \quad (3.3)$$

де  $h_1, h_2$  – значення ентальпій в перерізі I та II відповідно;  $w_1, w_2$  – значення швидкостей в перерізі I та II відповідно.

Оскільки витрата речовини та площі поперечних перерізів I та II постійні, то:

$$w_2 = w_1 \quad (3.4)$$

У такому разі виконання рівності (3.3) можливе лише у випадку:

$$h_2 = h_1 \quad (3.5)$$

Тобто, до і після процесу дроселювання ентальпія не змінюється. Змінюється тиск, при чому падіння тиску є необоротним процесом. Безпосередньо в самому дроселі ентальпія змінюється, оскільки змінюється швидкість та внутрішня енергія. Такі процеси можуть бути описані таким чином. Оскільки дросель або інший місцевий опір являє собою звуження прохідного перерізу труби, то при протіканні крізь нього потік прискорюється, його кінетична енергія збільшується, отже ентальпія зменшується. Після того, як за дроселем переріз знову збільшується, потік гальмується, його кінетична енергія зменшується, і ентальпія знову зростає [3].

При адіабатичному дроселюванні може змінюватися температура дросельованої рідини. Ця зміна температури носить назву ефекту Джоуля-Томсона, або дросель-ефекту. У термодинаміці низьких температур розрізняють диференціальний, інтегральний та охолоджуючий ефект Джоуля-Томсона [3].

*Диференціальний ефект Джоуля-Томсона* – це відношення нескінченно-малої зміни температури дросельованої рідини до нескінченно малої зміни тиску, що викликає цю зміну температури [3]:

$$\alpha_i = \left( \frac{dT}{dP} \right)_{h=\text{const}} \quad (3.6)$$

При дроселюванні ідеального газу зміни температури не буде, бо не виконується робота проти молекулярних сил.

Якщо газ має більшу стисливість ( $\zeta > 1$ ), то при розширенні він буде охолоджуватися. І навпаки, якщо  $\zeta < 1$  газ буде нагріватися. Приклади значення диференціального дросель-ефекту: повітря –  $\alpha_i = -0,25^\circ\text{C}$ , вуглекислий газ –  $\alpha_i = -1,25^\circ\text{C}$ , водень –  $\alpha_i = +0,2^\circ\text{C}$ . Існують діаграми зміни дросель-ефекту [3].

Точка, в якій ефект Джоуля-Томсона дорівнює нулю, тобто ефект змінює знак на протилежний, називається точкою інверсії. Сукупність цих точок є кривою, яка називається інверсійною кривою (рисунок 3.2) [3].



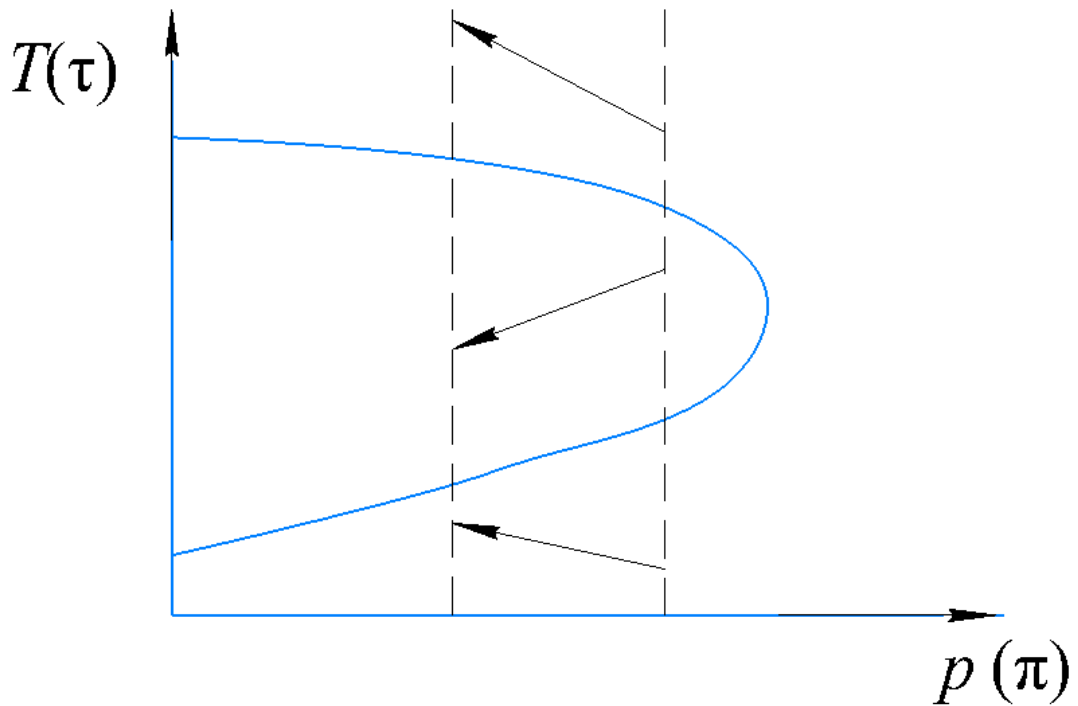


Рисунок 3.2 – Інверсійна крива

Точки інверсії відносяться до стану газу і до стану рідини. Знаючи положення точки інверсії, можна знати знак ефекту. Центральна область, в якій при дроселюванні температура зменшується, називається областю позитивного ефекту. На кривій інверсії зміни не відбуваються, тобто  $\alpha_i = 0$  [3].

Температури інверсії деяких газів при  $P = 0,1$  МПа:

Водень ( $H_2$ )	верхня 225 К	нижня 25 К
Водяна пара ( $H_2O$ )	верхня 4370К	нижня 485 К
Азот ( $N_2$ )	верхня 853 К	нижня 95 К.

**Інтегральний ефект Джоуля-Томсона** показує сумарну зміну температури при кінцевому перепаді тисків [3]:

$$\Delta T_i = T_2 - T_1 = \int_{P_1}^{P_2} \alpha_i dP = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_i dP \quad (3.7)$$

Наприклад, при дроселюванні водяної пари від тиску 29,4 МПа та температури 450°C до тиску 0,1 МПа температура зміниться до 180°C. Таким чином інтегральний дросель-ефект буде дорівнювати  $\Delta T_i = T_2 - T_1 = 450 - 180 = 270$  °C.

Охолоджуючий ізотермічний ефект дроселювання показує кількість холоду, що отримано на 1 кг газу, що розширився у дроселі з початкового до кінцевого тиску [3]:

$$\Delta i_t = c_p \Delta T_i \quad (3.8)$$

### 3.3.2.2 Адіабатичне розширення газу з виконанням зовнішньої роботи

На відміну від адіабатичного дроселювання, в якому не змінюється ентальпія, при адіабатичному розширенні залишається постійною ентропія. При розширенні має виконуватися три види роботи [3]:

1. Подолання сили міжмолекулярної взаємодії.
2. Виштовхування порції газу щоб зайняти його місце.
3. Зовнішня робота.

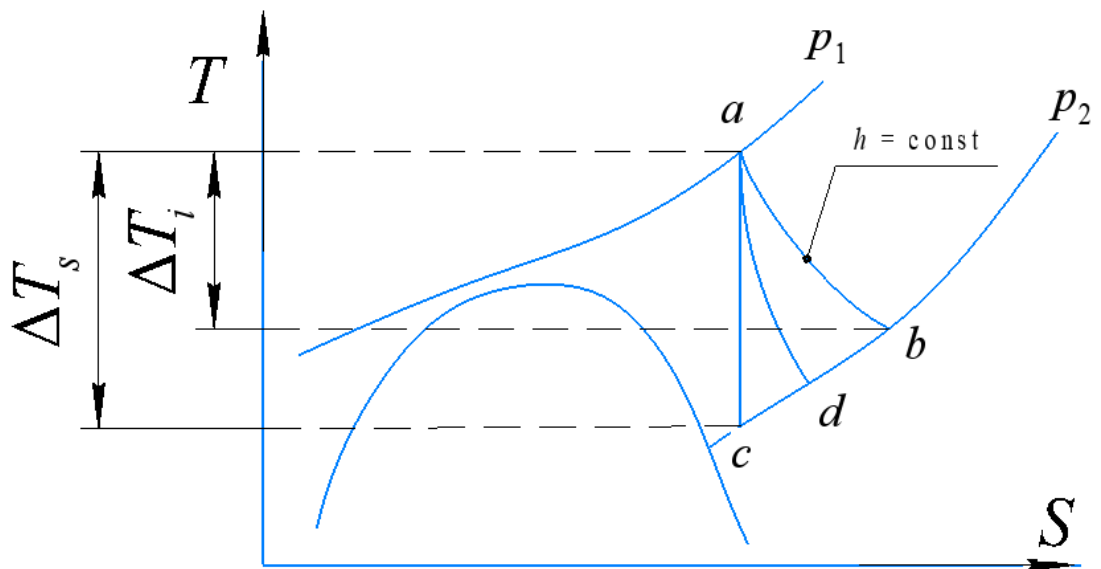
При розширенні без виконання зовнішньої роботи, робота газу витрачається на подолання сил тертя при проходженні крізь дросель і витрачена внутрішня теплова енергія поповнюється виникаючою теплотою тертя. При цьому теплова енергія повертається робочому тілу. Тобто, виконуються лише перша та друга складова роботи. При розширенні з виконанням зовнішньої роботи, що втілюється у переміщенні поршня чи обертанні робочого колеса турбіни виконуються всі складові роботи. Отже, при детандруванні досягається більше охолодження (рисунок 3.3) [3].

На рисунку 3.3 лінія *a-c* описує зміну температури в детандері. При цьому зміна ентальпії становитиме [3]:

$$\Delta h_0 = h_a - h_c \quad (3.9)$$

У реальності адіабатичний процес здійснити не можна, і дійсний процес буде протікати по політропі *a-d* зі зростанням ентропії. Тоді дійсний тепलोперепад буде становити [3]:

$$\Delta h'_0 = h_a - h_d \quad (3.10)$$



**Рисунок 3.3 – Зміна температури при розширенні газу в детандері та дроселі**

З рисунка 3.3 очевидно, що  $\Delta h'_0 < \Delta h_0$ .

За цими параметрами можна оцінити тепловий коефіцієнт корисної дії (ККД) детандера:

$$\eta = \frac{h'_0}{h_0} \quad (3.11)$$

Тепловий ККД детандера завжди менше одиниці.

При дроселюванні ідеального газу температура не змінюється.

### 3.3.3 Контрольні запитання

1. Навести основні методи отримання низьких температур, які використовуються на практиці.
2. Охарактеризувати адіабатичне дроселювання
3. Дати оцінку дросель-ефекту
4. Проаналізувати процес детандрування

## 3.4 ШТУЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ. ПРИНЦИП РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

### 3.4.1 Основні терміни та визначення

**Штучне охолодження** – процес перенесення теплоти від тіла з низькою температурою до тіла з високою температурою, який здійснюється з витратою зовнішньої роботи. Цей процес здійснюється за допомогою холодильних установок.

**Холодильна установка** – комплекс обладнання, призначений для одержання та підтримки в охолоджених приміщеннях, тілах або речовинах температур, нижчих за температуру навколишнього середовища. Холодильна установка складається з однієї або декількох холодильних машин, а також допоміжного обладнання, такого як системи енерго-, водо- та теплопостачання, приладів керування та контролю, що забезпечують нормальну роботу машини.

**Холодильна машина** – пристрій для відведення теплоти від охолоджуваного тіла. Вони працюють за принципом *теплого насосу* – віднімають теплоту від тіла з витратою енергії (механічної, теплової, електричної тощо) передаючи її охолоджуваному середовищу (воді, повітрю, розсолам), що мають більш високу температуру, ніж охолоджуване тіло. Робота холодильної машини характеризується її холодопродуктивністю.

Кількість теплоти, що віднімається від охолоджуваного тіла називається **холодопродуктивністю** установки. Ця величина позначається  $Q_0$ , вимірюється в одиницях енергії – Дж або кДж.

Кількість теплоти, що віднімається одним кілограмом холодоагенту від охолоджуваного тіла називається **питомою холодопродуктивністю** ( $q_0$ , Дж/кг).

Холод з холодильної установки передається до споживача у вигляді зрідженого або стиснутого холодильного агенту (*безпосереднє охолодження*) або у вигляді охолодженого теплоносія (*охолодження теплоносієм*).

Робота холодильної машини заснована на тому, що робоче тіло або холодильний агент за рахунок витрати зовнішньої роботи здійснює зворотний коловий термодинамічний процес (холодильний цикл).

*Холодильний цикл* називається замкнутий процес послідовного стиснення та розширення пари, що супроводжується нагріванням та охолодженням.

*Холодильним коефіцієнтом* ( $\epsilon$  в англійській літературі *COP*) називається відношення холодопродуктивності до витраченої енергії. Він характеризує ефективність холодильної машини і показує, яка кількість теплоти сприймається холодильним агентом від охолоджуваного середовища на одиницю витраченої роботи. Внаслідок нееквівалентності теплової та механічної енергії, величина холодильного коефіцієнта більша за одиницю.

Степінь термодинамічної досконалості циклу холодильної машини визначається *термічним ККД*, який дорівнює відношенню його холодильного коефіцієнта до холодильного коефіцієнта циклу Карно.

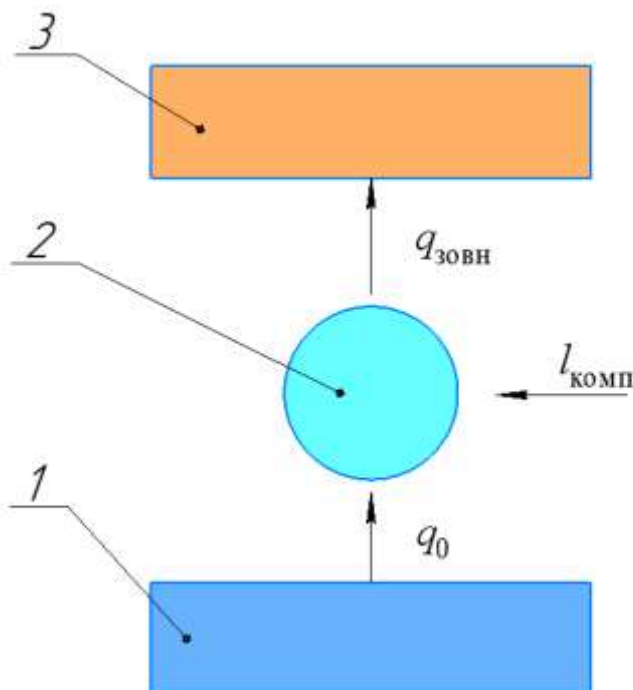
### 3.4.2 Загальний принцип роботи холодильної машини

Схематично принцип роботи холодильної машини показаний на рисунку 4.1.

Щоб перенести теплоту від тіла, що охолоджується 1, до тіла з більшою температурою 3 необхідно використовувати робоче тіло (холодоагент, холодоносій) 2. Спочатку необхідно забезпечити, щоб температура тіла 2 була меншою за температуру тіла 1, тоді теплота буде самодовільною передаватися від тіла 1 до робочого тіла. Після цього, необхідно, за рахунок виконання зовнішньої роботи, збільшити температуру робочого тіла 2 так, щоб вона перевищува-

ла температуру тіла 3. Тоді кількість переданої до тіла 3 теплоти становитиме [3]:

$$q_{\text{зовн}} = l_{\text{комп}} + q_0 \quad (4.1)$$



1 – охолоджуване тіло; 2 – робоче тіло; 3 – тіло, якому передається теплота

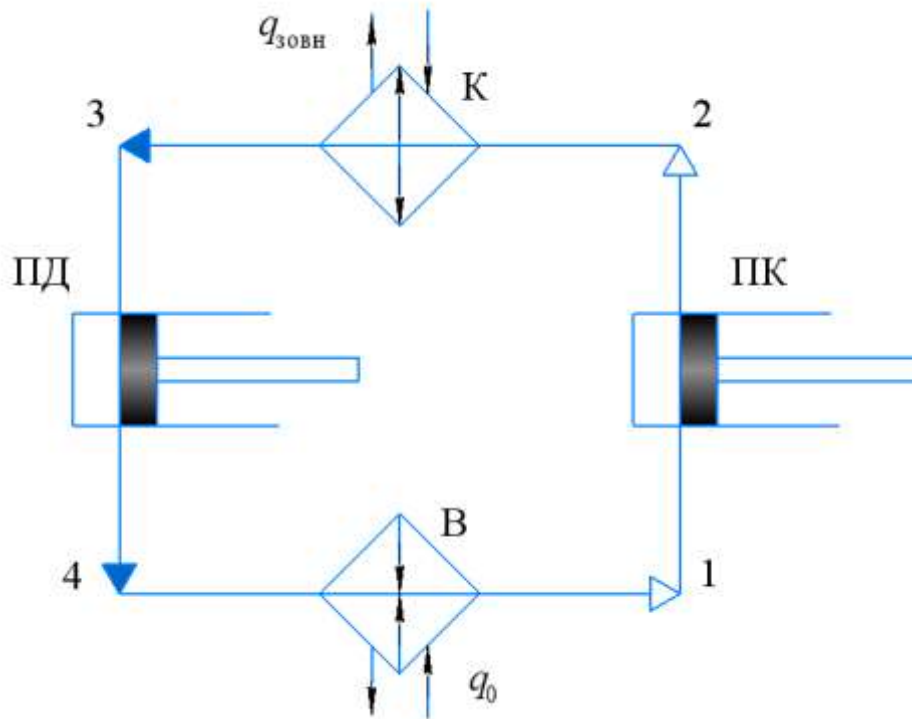
**Рисунок 4.1 – Принцип роботи холодильної машини**

Таким чином, за рахунок виконання зовнішньої роботи здійснюється охолодження тіла 1.

### 3.4.3 Зворотний цикл Карно

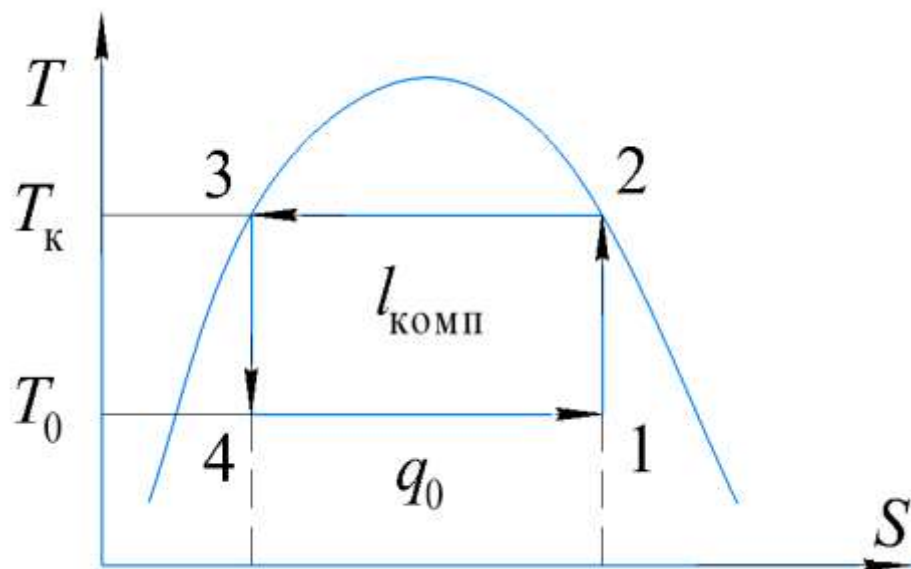
Це ідеальний цикл холодильної машини, який слугує для оцінки роботи реальних холодильних машин. Схема циклу показана на рисунку 4.2, зображення процесів в координатах  $T-s$  – діаграмі на рисунку 4.3.

Холодильний цикл Карно є оборотним і включає адіабатичне (ізоентропне через оборотний характер) стиснення (1-2), ізотермічне вилучення теплоти (2-3), адіабатичне розширення (3-4) та адіабатичне додавання теплоти (4-1) [1].



ПК – поршневий компресор; В – випарник; ПД – поршневий детандер;  
К – конденсатор

**Рисунок 4.2 – Зворотний цикл Карно**



**Рисунок 4.3 – Процеси в зворотному циклі Карно в  $T$ - $s$  координатах**

Розглянемо холодильний коефіцієнт цього циклу [1]:

$$\varepsilon_k = \frac{q_0}{l_s} \quad (4.2)$$

З рисунку 4.3, величини, що входять до складу рівняння (4.2), можна записати у вигляді:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0 \cdot \Delta s}{(T_k - T_0) \cdot \Delta s} \quad (4.3)$$

Після скорочення на  $\Delta s$  отримуємо [1]:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{(T_k - T_0)} \quad (4.4)$$

Аналізуючи зворотний цикл Карно можна зробити такі висновки [3]:

1) Холодильний коефіцієнт не залежить від типу холодоагенту, а залежить лише від температури кипіння та конденсації.

2) Холодопродуктивність, робота та холодильний коефіцієнт циклу Карно не залежать від конструкції холодильної машини.

Цикл Карно не можливо реалізувати, оскільки не можливо здійснити адіабатичні процеси розширення та стискання, також в циклі Карно ентропія не повинна змінюватися, що не можливо. Також, при розширенні рідини обов'язково виникають гідравлічні удари, що може пошкодити компресор [3].

Хоча цикл Карно є недосяжним ідеалом, він слугує як стандарт для порівняння та забезпечує зручний орієнтир до температур, які повинні бути підтримувані для досягнення максимальної ефективності в реальному холодильному циклі [3].

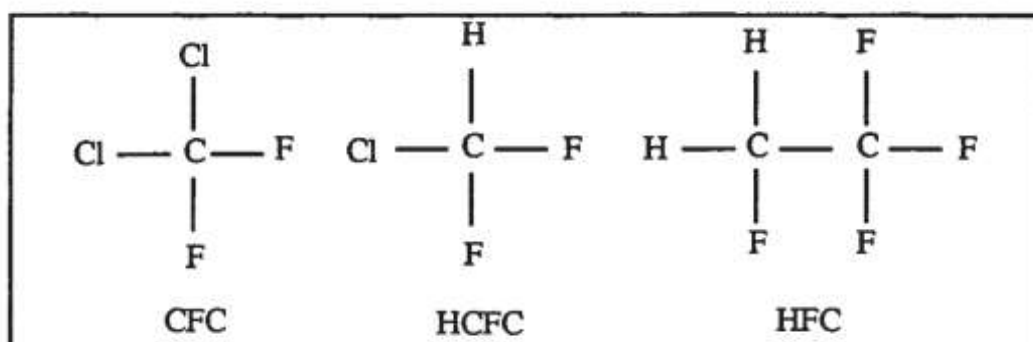
#### **3.4.4 Робочі речовини холодильних машин**

Холодоагентом є будь-яке тіло або речовина, яка діє як охолоджуючий засіб, поглинаючи теплоту з іншого тіла або речовини, яке повинно бути охолоджене. Первинними холодоагентами є ті, які використовуються безпосередньо в холодильних машинах, коли поперемінно випаровуються та конденсуються.



ються, коли вони поглинають чи віддають теплоту відповідно. Вторинними холодоагентами є теплообмінні рідини або переносники теплоти. Пари холодоносіїв в абсорбційних системах – це аміак-вода та бромід літію-вода, тоді як пара (вода) використовується як холодоагент в ежекторних системах. Холодоагенти, що використовуються в парокомпресійних холодильних системах більш різноманітні [1].

Першими холодоагентами були природні: вода, аміак, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> і таке інше. Швидке поширення охолодження в другій та третій чвертях ХХ-го століття відмічається новими холодоагентами, хлорфторвуглеводнями (ХФВ) та гідрофторхлорвуглеводнями (ГХФВ). Вони є галогенопохідними вуглеводнів, які містять один або більше з трьох галогенів – хлору, фтору та броду (рисунок 4.4). Ці холодоагенти характеризуються вигідними властивостями, порівняно з більшістю існуючих холодоагентів: не мають запаху, не горять, не вибухають, сумісні з більшістю конструкційних матеріалів, високий ККД, не токсичні [1].



**Рисунок 4.4 – Галогенопохідні холодоагенти**

Для зручності, інженерним товариством ASHRAE, було запропоновано скорочені позначення холодоагентів літерою R та цифрами відповідно до певних правил. Наприклад, класифікація галогенопохідних холодоагентів отриманих з насичених вуглеводнів, що складається лише з однієї речовини ілюструється таким чином. Перша цифра після символу R означає кількість атомів карбону, зменшену на один. Якщо ця величина буде дорівнювати нулю, тобто для похідних метану, ця цифра опускається. Після цього цифрою позначається кількість атомів гідрогену, збільшене на одиницю. Далі цифрою позначається чи-

сло атомів фтору. Маленькою літерою позначається ізомер. Наприклад, позначення R12 відповідає сполуці  $\text{CCl}_2\text{F}_2$  – дихлордифторметан (тут варто звернути увагу на те, що після символу R дві цифри, тобто кількість атомів карбону в сполуці - 1). Позначення R22 – сполуці  $\text{CHClF}_2$  – хлордифторметан. Позначення R123 – сполуці  $\text{CHCl}_2\text{CF}_3$  – дихлортрифторетан (в цьому випадку кількість атомів вуглецю 2 і перша цифра не опускається) [13].

Суміші позначаються відносними номерами холодоагентів та масовими пропорціями за таким принципом. Після символу R перша цифра позначає зеотропну чи азеотропну суміш, наступні дві цифри означають хронологічний номер, що позначає компоненти, але не вказує на концентрацію складових. Після цього ставиться велика літера, яка позначає склад, тобто концентрацію компонентів. Зеотропні суміші позначені ідентифікаційними номерами серії 400. Наприклад, R407A позначає суміш речовин R32, R125 та R134a у пропорції (20/40/40). R407B – суміш тих же компонентів у пропорції (10/70/20), а R407C – у пропорції (23/25/52). Азеотропні суміші зведені в серію 500. Наприклад R507 означає суміш R125/R143a у співвідношенні (50/50) [13].

Новий клас вуглеводнів ґрунтується на пропілені (пропені) R1270  $\text{CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$ . Існує багато способів заміщення груп у карбоновому ланцюзі та це визначається двома літерами після цифри. Інші органічні компоненти зібрані в серії 600, де числа позначають порядковий номер, наприклад R600a – ізобутан. Неорганічні речовини зведені в серії 700. Ідентифікаційний номер формується додаванням відносної молекулярної маси компонента до 700. Наприклад, R717 відповідає аміаку, молекулярна маса якого 17 [13].

Аміак (R717) є одиничним природним холодоагентом, який екстенсивно використовується. Він важливий в промислових застосуваннях, через його чудові термодинамічні та фізичні властивості. Багато інженерів розглядають аміак як заміну галогенопохідних вуглеводнів для різних застосувань. Робиться значна робота над зменшенням витоків холодоагенту та відповідними проблемами пов'язаними з витокami рідин з сильними запахами. Це підвищує інтерес в деяких країнах, зокрема в Європі [1].

Через динамічну тему холодоагентів, для кожного інженера буде викликом знайти найкраще рішення для кожного окремого випадку, але базові принципи однакові. Хороший холодоагент повинен бути [1]:

- Безпечним: нетоксичним, незаймистим та невибуховим.
- Безпечним для навколишнього середовища.
- Сумісний з матеріалами, що зазвичай використовуються в холодильній техніці: мастила, метали, еластомери тощо.
- Бажаними термодинамічними та теплофізичними властивостями є:
  - o Висока теплота пароутворення.
  - o Малий питомий об'єм пари.
  - o Малий ступінь стиснення.
  - o Мала в'язкість.
  - o Обґрунтовано низький тиск для робочих температур.
  - o Мала теплоємність рідини.
  - o Висока теплоємність пари.
  - o Висока теплопровідність та інші характеристики пов'язані з теплообміном.
  - o Обґрунтовано низька температура на виході з компресора.
  - o Легкість виявлення витоків.
  - o Висока діелектрична константа.
  - o Висока стабільність.

Для промислових застосувань, переваги аміаку (термодинамічні та економічні) переважають недоліки, які переважно пов'язані з низькою токсичністю та можливими проявами панічних настроїв через випадкові витіки, коли його використовують в міських регіонах. Галогенопохідні мають багато переваг (не токсичні, не вибухові, не мають запаху), але екологічні питання та дещо нижчі термодинамічні та теплофізичні властивості порівняно з аміаком чи вуглеводнями, а також зростаючі ціни дають шанси іншим варіантам. На початок XXI століття, питання стоншення озонового шару не було вирішене. R22 ще використовувався, але зустрівся зі скороченням, та R134a розглядався як найкраща альтернатива хлорфторвуглеводням та гідрохлорфторвуглеводням, маючи ана-

логічні характеристики до вже забороненого R12. Дуже часто, рідина, що охолоджується, може бути використана як холодоагент в хімічній промисловості. Використання вторинних холодоагентів в поєднанні з аміачним центральним холодильним модулем стає життєздатною альтернативою в багатьох застосуваннях [1].

Вторинні холодоагенти (антифризи та розсоли) – це переважно рідини, що використовуються для перенесення теплової енергії від віддаленого джерела теплоти (теплообмінник процесу) до випарника холодильної системи. Антифризи або розсоли в загальному випадку не змінюють стан в процесі, але є декілька прикладів, коли деякі вторинні холодоагенти або самі змінюють стан, або лише частинки, що несуться в них [1].

### **3.4.5 Контрольні запитання**

1. Пояснити основну термінологію в холодильній техніці.
2. Проаналізувати загальний принцип роботи холодильної машини
3. Дати оцінку зворотному циклу Карно
4. Проаналізувати класифікацію холодоагентів за ASHRAE
5. Проаналізувати вимоги до холодоагентів

## **3.5 ПОМІРНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ. ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ**

### **3.5.1 Класифікація холодильних машин**

Класифікація холодильних машин може здійснюватися за багатьма параметрами.

Залежно від виду фізичного процесу, внаслідок якого отримують холод, холодильні машини поділяються на [3]:

1. Такі, що використовують фазовий перехід робочого тіла з рідкого в газоподібний стан. До них належать парокompресійні, ежекторні та абсорбційні холодильні машини.

2. Такі, що використовують процеси розширення повітря з виконанням зовнішньої роботи, а саме повітряно-детандерні машини.

3. Такі, що використовують процеси розширення повітря без виконання зовнішньої роботи, або повітряно-вихорові машини.

4. Такі, що використовують ефект Пельт'є, або термоелектричні холодильні машини.

Залежно від виду енергії, яка споживається, холодильні машини поділяються на [3]:

1. Такі, що використовують механічну енергію. До них належать компресійні машини.

2. Тепловикористовуючі, а саме абсорбційні, компресійні з приводом від турбіни та ежекторні холодильні машини.

3. Такі, що використовують безпосередньо електричну енергію (термоелектричні).

Залежно від холодопродуктивності [3]:

1. Малі – до 12 кВт.

2. Середні – від 12 до 120 кВт.

3. Великі – понад 120 кВт.

Залежно від температурного рівня, з якого відбувається відведення теплоти [3]:

1. Низькотемпературні – до  $-30^{\circ}\text{C}$ .

2. Середньотемпературні – від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $-10^{\circ}\text{C}$ .

3. Високотемпературні – від  $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+20^{\circ}\text{C}$ .

Залежно від схеми та виду термодинамічного циклу, розрізняють одно-, дво-, багатостадійні та каскадні холодильні машини [3].

Залежно від використовуваного робочого тіла холодильні машини можуть бути аміачні, фреонові, пароводяні, водо-аміачні, бромисто-літієві тощо [3].

Переважає більшість холодильних машин є парокомпресійними, які залежно від типу використовуваного компресора поділяють на поршневі, ротаційні (пластинчасті та з ротором, що котиться), гвинтові та відцентрові.

### 3.5.2 Цикли та схеми одноступінчастих холодильних машин

Найпростішою холодильною машиною, яка може бути реалізована на практиці є *холодильна машина з дроселюванням в області вологої пари і всмоктуванням перегрітої або сухої пари*. Схема такої машини показана на рисунку 5.1, процеси в  $T-s$  та  $P-h$  діаграмах показані на рисунках 5.2 та 5.3 [5].

Така машина працює таким чином. При всмоктуванні сухої пари, суха насичена пара стану 1 всмоктується в компресор ПК, де стискується до стану 2. Далі утворена перегріта пара охолоджується і конденсується в конденсаторі К, після чого насичена рідина стану 3 адіабатично дроселюється до стану вологої пари 4. Після дроселя паро-рідинна суміш направляється до конденсатора, де випаровується до стану сухої насиченої пари 1, відбираючи теплоту від охолоджуваного середовища, і цикл повторюється. При всмоктуванні вологої пари процеси протікають аналогічно, однак у компресор всмоктується перегріта пара стану 6, яка стискується до стану 7, а в конденсаторі відбувається кипіння та перегрівання пари до стану 6 [5].

Заміна детандрування на дроселювання, порівняно з циклом Карно веде до зменшення холодопродуктивності циклу на величину площі під лінією 4-5 на рисунку 5.2. Перехід до стискання сухої насиченої пари веде до збільшення роботи компресора, що також може бути виражене через площу на діаграмі. Тому холодильний коефіцієнт реального циклу буде меншим за холодильний коефіцієнт циклу Карно [5].

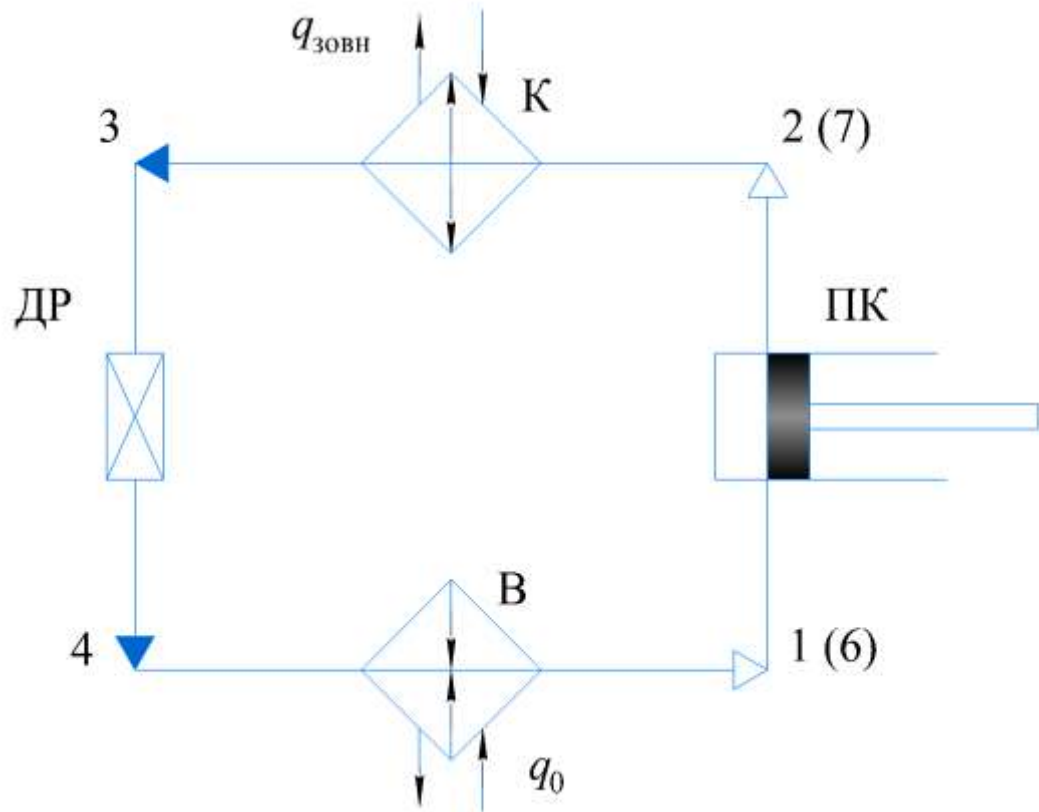


Рисунок 5.1 – Схема парової одноступінчастої холодильної машини з дроселюванням в області вологої пари і всмоктуванням перегрітої пари

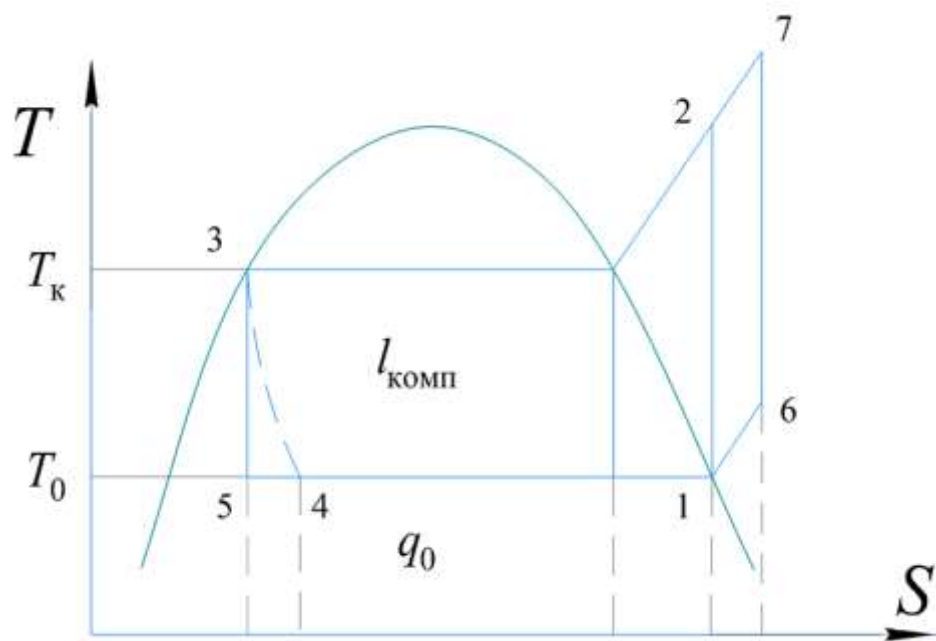
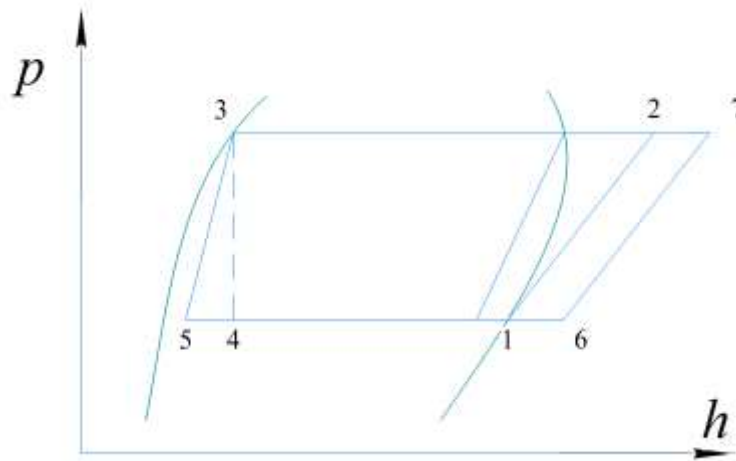


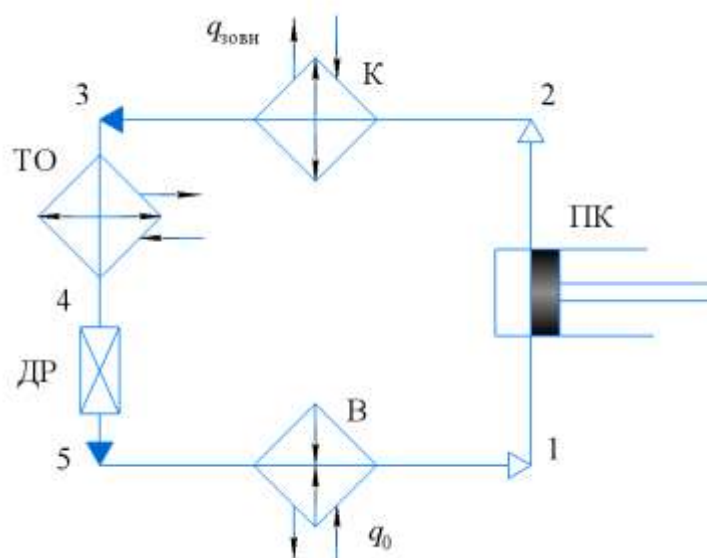
Рисунок 5.2 – T-s – діаграма парової одноступінчастої холодильної машини з дроселюванням в області вологої пари і всмоктуванням перегрітої пари



**Рисунок 5.3 –  $P-h$  – діаграма парової одноступінчастої холодильної машини з дроселюванням в області вологої пари і всмоктуванням перегрітої пари**

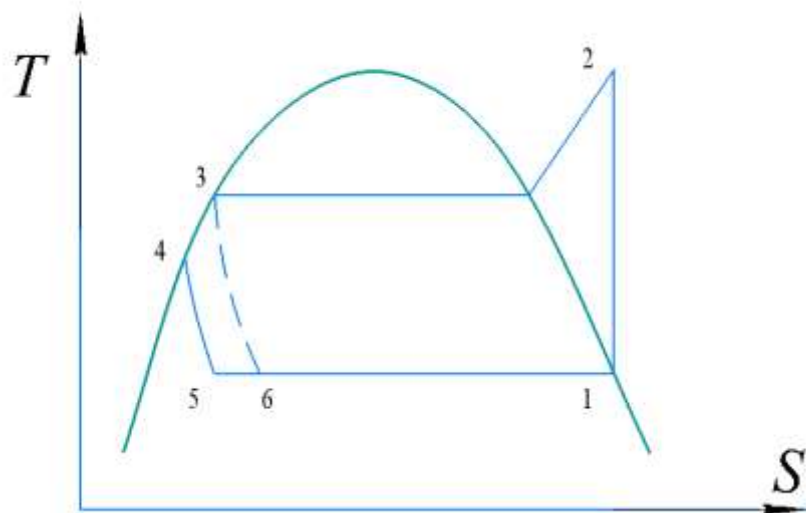
Збільшити холодопродуктивність циклу можна шляхом переохолодження рідини перед дроселюванням. Схема такого циклу показана на рисунку 5.4, зображення циклу в  $T-s$  та  $P-h$  діаграмах показані на рисунках 5.5 та 5.6 [5].

Порівняно з попередньою холодильною машиною (рисунок 5.1), в схему цієї холодильної машини включений теплообмінник для охолодження робочої речовини перед дросельним вентилям. В цій системі, рідина після конденсатора К охолоджується в теплообміннику ТО водою. При цьому може використовуватися як вода зі свердловин, так і оборотна вода.

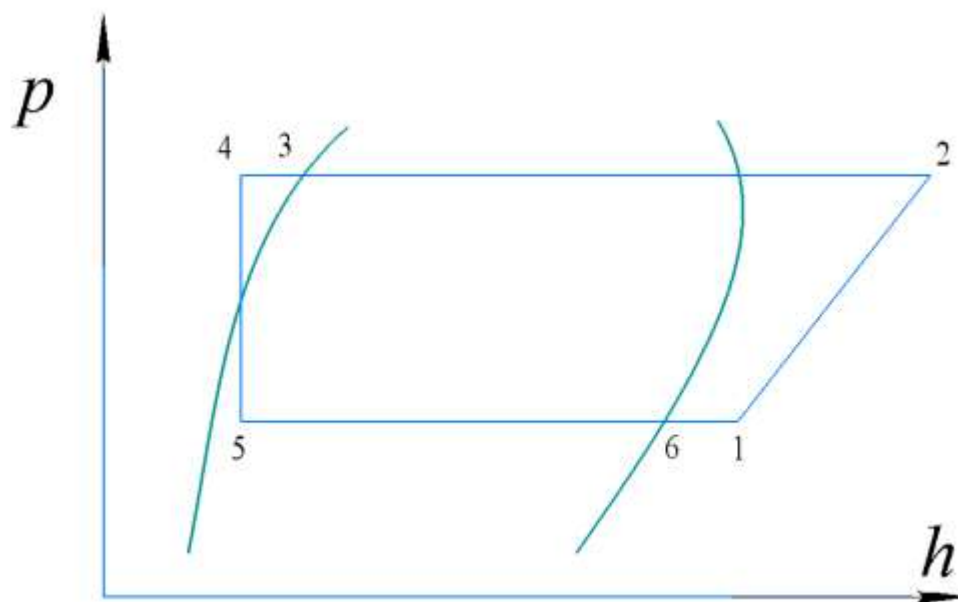


**Рисунок 5.4 – Схема парової одноступінчастої холодильної машини з переохолодженням робочої речовини**





**Рисунок 5.5 –  $T-s$  – діаграма парової одноступінчастої холодильної машини з переохолодженням робочої речовини**



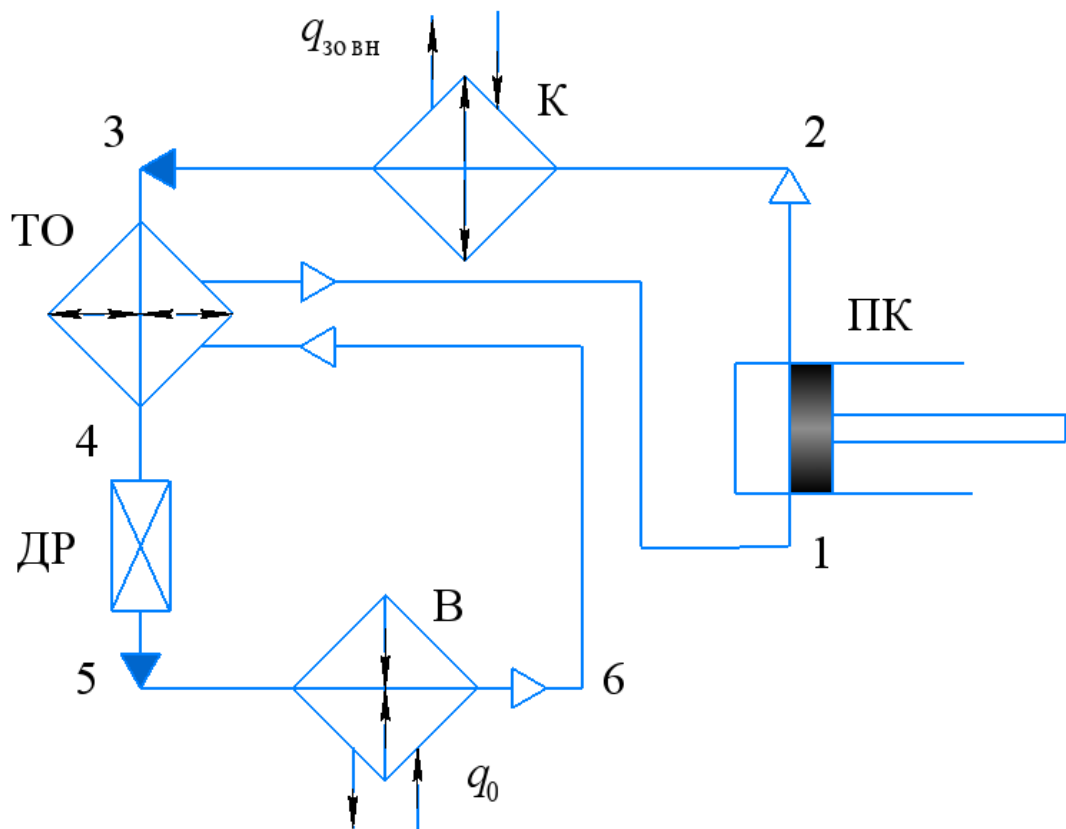
**Рисунок 5.6 –  $P-h$  – діаграма одноступінчастої холодильної машини з переохолодженням робочої речовини**

З рисунку 5.6 видно, що при охолодженні робочої речовини перед дросельним вентиляем, питома холодопродуктивність циклу збільшується на площу під лінією 5-6. Оскільки робота циклу при цьому не змінюється, то холодильний коефіцієнт в такому випадку теж зростає. Необоротні втрати, пов'язані з

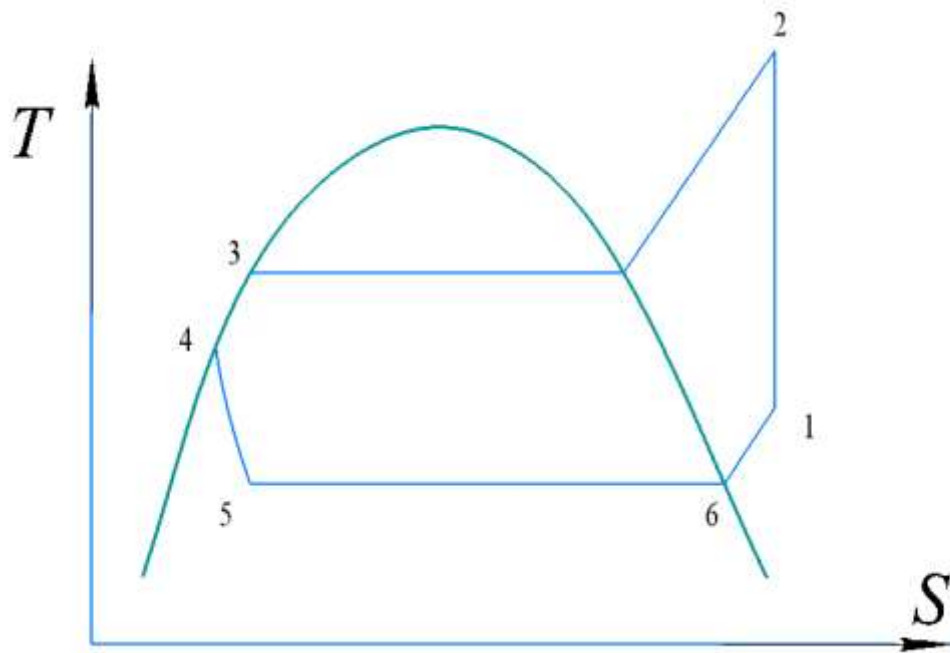
відведенням теплоти від робочої речовини в теплообміннику відносно невеликі і в практичних розрахунках їх можна не враховувати [5].

Недоліком цього циклу є додаткове споживання води. Проте охолодження робочої речовини перед дросельним вентиляем можна здійснити за рахунок холодної пари, що йде з випарника, тобто застосувати регенерацію. Схема і цикли такої регенеративної холодильної машини показані на рисунках 5.7 – 5.9 [5].

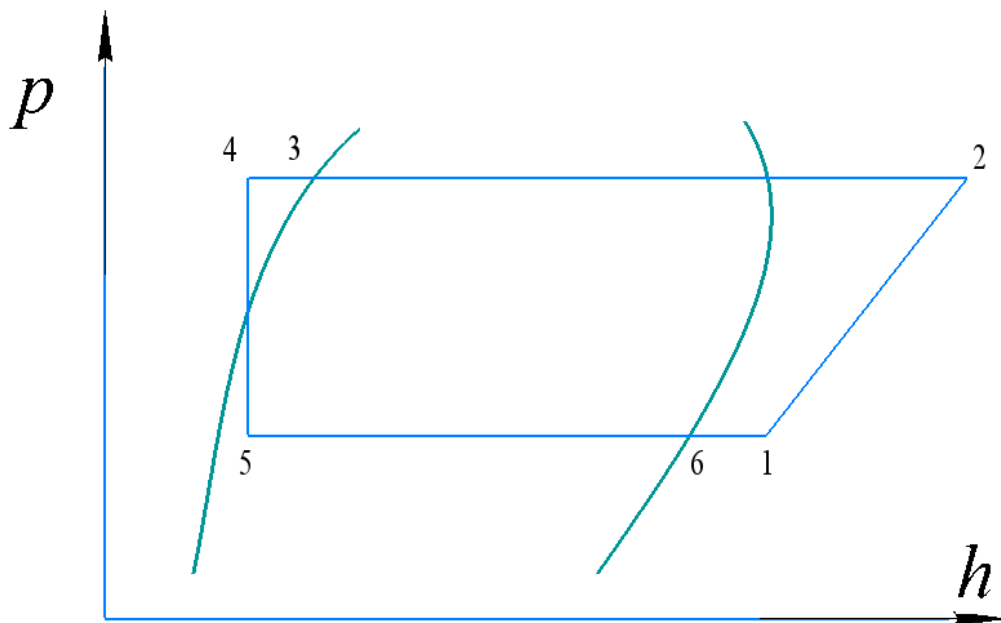
В цій схемі холодна пара робочої речовини з випарника в стані 6 направляється в теплообмінник, де вона нагрівається (процес 6-1) за рахунок теплоти робочої речовини, що виходить з конденсатора (процес 3-4) [5].



**Рисунок 5.7 – Схема парової одноступінчастої холодильної машини з регенерацією**



**Рисунок 5.8 –  $T-s$  – діаграма парової одноступінчастої холодильної машини з регенерацією**



**Рисунок 5.9 –  $P-h$  – діаграма парової одноступінчастої холодильної машини з регенерацією**

У результаті регенерації питома холодопродуктивність збільшується, але одночасно збільшується і робота компресора. Ефективність цього методу залежить від співвідношення цих параметрів, які в свою чергу залежать від власти-

востей робочих речовин. Тому регенеративний цикл доцільно застосовувати для робочих речовин, з відносно великими втратами, пов'язаними з дроселюванням, і відносно малими втратами, пов'язаними з перегріванням. Такими робочими речовинами є більшість фреонів. Для робочих речовин з відносно великими втратами від перегрівання, наприклад для аміаку, застосовують схему з водяним теплообмінником (рисунок 5.4) [5].

Більшість фреонів має високу взаємну розчинність з мастилом компресора, тому для фреонових холодильних машин з поршневыми компресорами перегрівання пари перед всмоктуванням його в компресор має особливе значення. При цьому відбувається повне відокремлення мастила, внаслідок чого енергетичні та об'ємні коефіцієнти компресора покращуються [5].

За відсутності перегрівання робочої речовини перед всмоктуванням в компресор потрапляють краплини мастила, що містять розчинену в них робочу речовину і краплини рідкої робочої речовини. У процесі зворотного розширення в компресорі відбувається виділення робочої речовини, що з краплин мастила і зменшення корисного об'єму всмоктування. Краплини рідкої робочої речовини, що виходять з випарника, зменшують холодопродуктивність машини і можуть призвести до гідравлічного удару, тому регенеративний теплообмінник служить ще й захистом компресора холодильної машини від гідравлічного удару. Крім того, потрапляння краплин мастила і рідкої робочої речовини сприяють інтенсифікації теплообміну між парою та стінками циліндра компресора і призводять до додаткових втрат [5].

Отже, застосування регенерації з перегріванням робочої речовини перед її всмоктуванням, для фреонових холодильних машин з поршневыми компресорами пояснюється не лише термодинамічними, але й експлуатаційними перевагами [5].

### **3.5.2 Контрольні запитання**

1. Пояснити класифікацію холодильних машин
2. Проаналізувати роботу парової одноступінчастої холодильної машини з дроселюванням в області вологої пари і всмоктуванням перегрітої пари.
3. Проаналізувати роботу парової одноступінчастої холодильної машини з переохолодженням робочої речовини
4. Проаналізувати роботу парової одноступінчастої холодильної машини з регенерацією

## **3. 6. ЦИКЛИ І ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ БАГАТОСТУПІНЧАСТИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН**

### **3.6.1 Причини переходу до багатоступінчастого стиснення**

При зниженні температури кипіння чи підвищенні температури конденсації робочої рідини підвищується ступінь стиснення в компресорі та різниця тисків. Це призводить до погіршення об'ємних та енергетичних коефіцієнтів компресорів, що збільшує капітальні та експлуатаційні затрати на отримання штучного холоду при використанні одноступінчастих холодильних машин [1, 5].

Збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі призводить до зростання температури нагнітання, що може викликати недопустимі температурні деформації, пригорання мастила в нагнітальних клапанах компресора. Може виникнути і вкрай небезпечний випадок – самозаймання мастила. Зі зростанням ступеню підвищення тиску зменшується питома холодопродуктивність циклу, а також зростають необоротні втрати при дроселюванні, та втрати, пов'язані з відведенням теплоти перегрівання робочої речовини [1, 5].

Всі наведені фактори є причинами, через які, при значеннях ступеню підвищення тиску 8 і більше, необхідно переходити до багатоступінчастого стиснення. Проте, це відношення не є строго постійним і залежить від конкретних умов: робочої речовини, типу компресора й апаратів, від температури зовнішніх джерел [1, 5].

### 3.6.2 Вибір проміжного тиску

В циклах двоступінчастих холодильних машин проміжний тиск  $p_m$  впливає на їх економічність. Існує декілька способів вибору  $p_m$  [2]:

- з умови максимального теоретичного або дійсного холодильного коефіцієнта;
- з умови мінімальної сумарної роботи компресора;
- з умови заданого відношення питомих об'ємних продуктивностей компресорів.

Існують і інші способи визначення проміжного тиску.

#### 3.6.2.1 Вибір проміжного тиску з умови мінімальної сумарної роботи компресора

Розглянемо вибір проміжного тиску на прикладі двоступінчастих холодильних машин.

Для визначення мінімальної роботи компресора необхідно отримати залежність роботи компресорів від проміжного тиску  $l_s = f(P_m)$ . Тоді можна буде знайти мінімум функції розв'язавши рівняння [2]:

$$\frac{dl_s}{dP_m} = 0 \quad (6.1)$$

Ізотропна робота компресора може бути виражена як різниця ентальпій до і після стиснення, однак, в цьому випадку, не отримується явна залежність роботи від тиску.

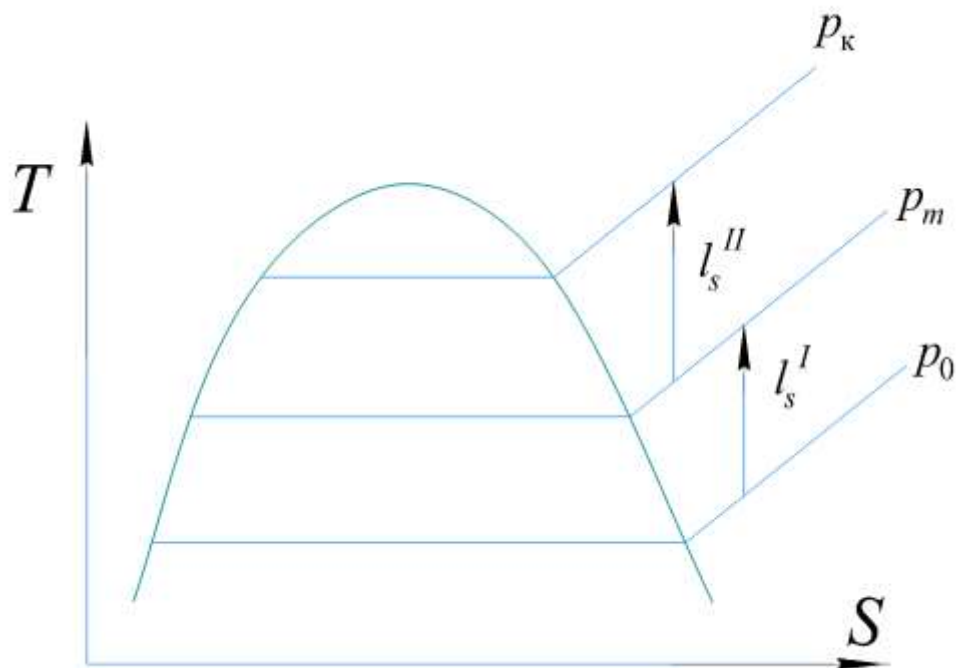
При адіабатичному стисненні ізотропна робота компресора може бути виражена у формі [2]:

$$l_{\text{компр}} = P_1 v \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (6.2)$$

де  $k$  – показник адіабати. Ця величина наводиться в довідковій літературі, наприклад в [11].

Використовуючи рівняння (6.2) для двостадійного стиснення (рисунок 6.1), можна записати сумарну роботу компресора [2]:

$$l_s = l_{s_1}^I + l_{s_2}^{II} = P_0 v_{yc}^I \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_m}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_m v_{yc}^{II} \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_k}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (6.3)$$



**Рисунок 6.1 – До визначення проміжного тиску з умови мінімальної сумарної роботи компресорів**

Введемо припущення [2]:

1) температура всмоктування в обидва ступені компресора однакова і дорівнює  $T_m$ ;

2) робоча речовина підлягає дії законів для ідеального газу.

В такому разі можна записати [2]:

$$P_0 v_{yc}^I = P_m v_{yc}^{II} = RT_m \quad (6.4)$$

Тоді рівняння (6.3) можна переписати у вигляді [2]:

$$l_s = RT_m \left( \frac{k}{k-1} \right) \left[ \left( \frac{P_m}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left( \frac{P_k}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] \quad (6.5)$$

Розглянемо окремо вирази для ступенів стиснення. Вони можуть бути перетворені в такому вигляді [2]:

$$\left( \frac{P_m}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = P_m^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{P_0^{\frac{k-1}{k}}} = P_m^{\frac{k-1}{k}} P_0^{\frac{1-k}{k}} \quad (6.6)$$

$$\left( \frac{P_k}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} = P_k^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{P_m^{\frac{k-1}{k}}} = P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-k}{k}} \quad (6.7)$$

З урахуванням цього, рівняння (6.5) можна записати у вигляді [2]:

$$l_s = RT_m \left( \frac{k}{k-1} \right) \left[ P_m^{\frac{k-1}{k}} P_0^{\frac{1-k}{k}} + P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-k}{k}} - 2 \right] \quad (6.8)$$

Знайдемо похідні [2]:

$$\left( P_m^{\frac{k-1}{k}} P_0^{\frac{1-k}{k}} \right)'_{P_m} = P_0^{\frac{k-1}{k}} \frac{k-1}{k} P_m^{\frac{k-1}{k}-1} = P_0^{\frac{k-1}{k}} \frac{k-1}{k} P_m^{\frac{k-1-k}{k}} = P_0^{\frac{k-1}{k}} \frac{k-1}{k} P_m^{\frac{-1}{k}} \quad (6.9)$$

$$\left( P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-k}{k}} \right)'_{P_m} = P_k^{\frac{k-1}{k}} \frac{1-k}{k} P_m^{\frac{1-k}{k}-1} = P_k^{\frac{k-1}{k}} \frac{1-k}{k} P_m^{\frac{1-k-k}{k}} = P_k^{\frac{k-1}{k}} \frac{1-k}{k} P_m^{\frac{1-2k}{k}} \quad (6.10)$$

Тоді можна записати [2]:

$$\frac{dl_s}{dP_m} = RT_m \left( \frac{k}{k-1} \right) \left[ P_0^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{-1}{k}} \left( \frac{k-1}{k} \right) + P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-2k}{k}} \left( \frac{1-k}{k} \right) \right] = 0 \quad (6.11)$$

Оскільки газова стала, проміжна температура та показник адіабати не можуть дорівнювати нулю, то [2]:



$$P_0^{\frac{1-k}{k}} P_m^{\frac{-1}{k}} \left( \frac{k-1}{k} \right) + P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-2k}{k}} \left( \frac{1-k}{k} \right) = 0 \quad (6.12)$$

Виконаємо перетворення [2]:

$$P_0^{\frac{1-k}{k}} P_m^{\frac{-1}{k}} = P_k^{\frac{k-1}{k}} P_m^{\frac{1-2k}{k}} \quad (6.13)$$

$$\frac{P_0^{\frac{1-k}{k}}}{P_k^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{P_m^{\frac{1-2k}{k}}}{P_m^{\frac{1}{k}}} = P_m^{\frac{1-2k-1}{k}} = P_m^{2\left(\frac{1-k}{k}\right)} \quad (6.14)$$

звідки [2]:

$$P_0^{\frac{1-k}{k}} P_k^{\frac{1-k}{k}} = P_m^{2\left(\frac{1-k}{k}\right)} \quad (6.15)$$

або

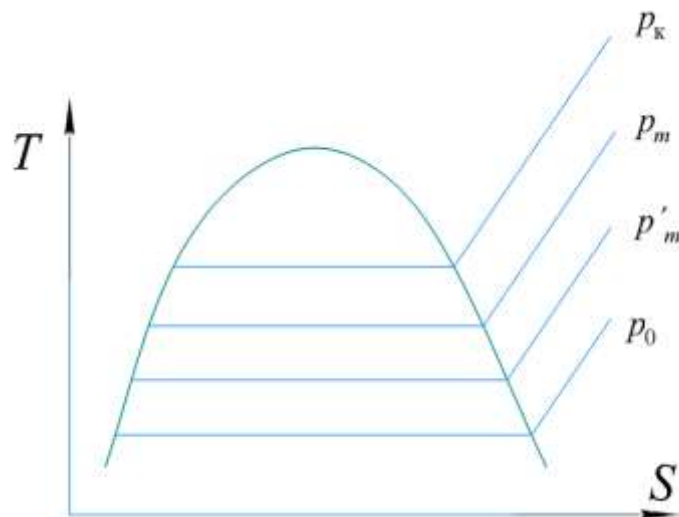
$$P_0 P_k = P_m^2 \quad (6.16)$$

З цього рівняння отримуємо [2]:

$$P_m = \sqrt{P_0 \cdot P_k} \quad (6.17)$$

Рівняння (6.17) широко використовується для визначення проміжного тиску.

З аналогічних міркувань можна отримати вираз для випадку трьохступінчастого стиснення (рисунок 6.2) [2].



**Рисунок 6.2 – До визначення проміжних тисків при трьохступінчастому стисненні**

В такому разі сумарна робота буде дорівнювати [2]:

$$l_s = l_{s_1}^I + l_{s_2}^{II} + l_{s_2}^{III} \quad (6.18)$$

Шляхом диференціювання сумарної роботи по проміжних тисках і знаходження екстремуму функції двох змінних можна знайти [2]:

$$\frac{P_\kappa}{P_m} = \frac{P_m}{P'_m} = \frac{P'}{P_0} \quad (6.19)$$

Звідки [2]:

$$P_m = \sqrt[3]{P_\kappa^2 \cdot P_0} \quad (6.20)$$

$$P'_m = \sqrt[3]{P_\kappa \cdot P_0^2} \quad (6.21)$$

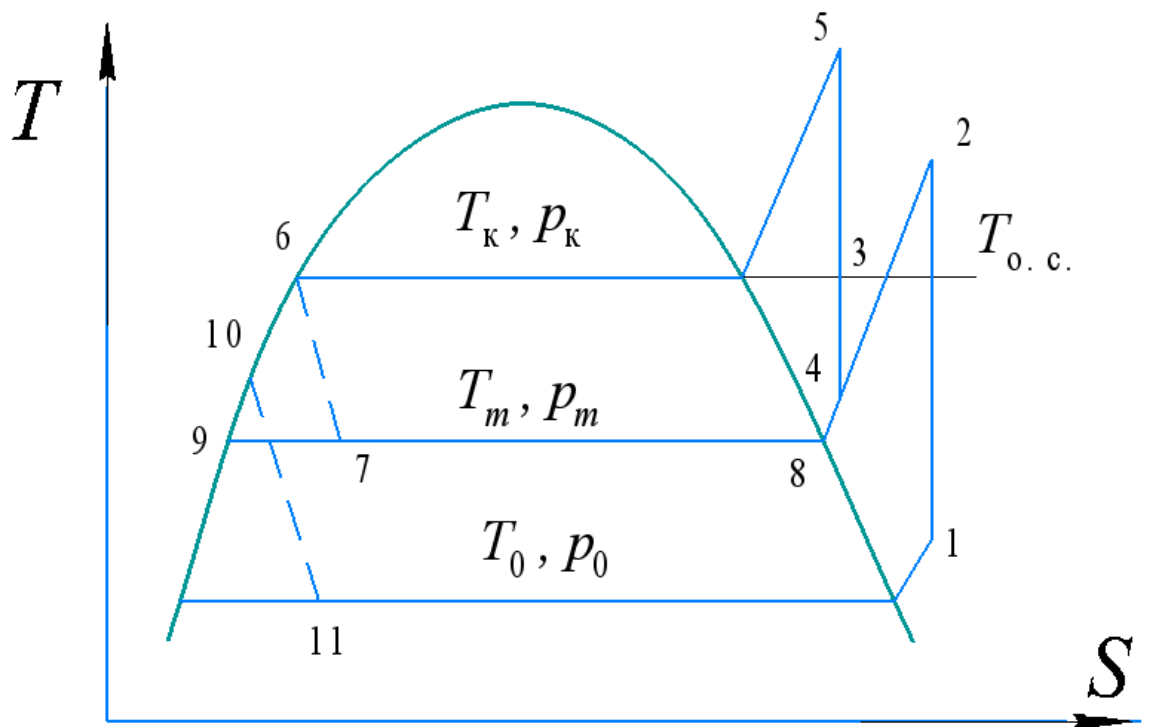
Визначений в такий спосіб проміжний тиск також називають оптимальним проміжним тиском [1, 5].

### **3.6.2.2 Вибір проміжного тиску з умови максимального теоретичного холодильного коефіцієнта**

Такий метод визначення проміжного тиску є більш точним. При цьому задаються значеннями проміжного тиску та розраховують значення теоретичного холодильного коефіцієнту для кожного значення [2].

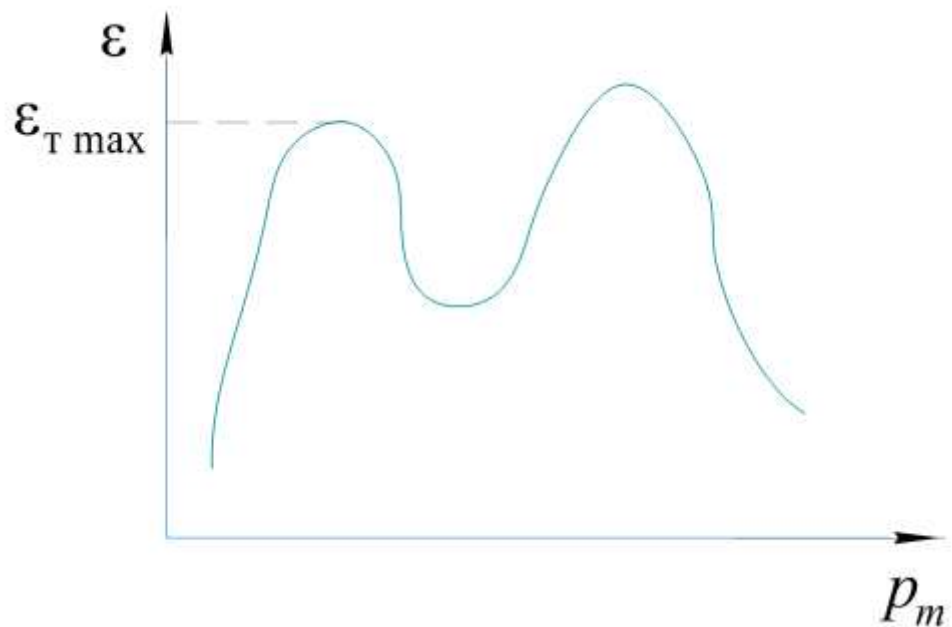
При цьому необхідно знати тиск кипіння та тиск конденсації та величину перегріву на всмоктуванні. Користуючись  $T-s$  чи  $P-h$  діаграмою можна знайти значення термодинамічних параметрів холодоагентам у основних вузлових точках, наприклад, як показано на рисунку 6.3.

Далі, залежно від особливостей циклу холодильної машини можна знайти значення холодопродуктивності та сумарну роботу компресорів і, відповідно, знайти теоретичний холодильний коефіцієнт. Далі така процедура повторюється і отримується таблична залежність  $\varepsilon_T = f(P_m)$ , яка може бути представлена у вигляді графіку (рисунок 6.4) [2].



**Рисунок 6.3 – Визначення термодинамічних параметрів у вузлових точках циклу двоступінчастої холодильної машини**

]



**Рисунок 6.4 – Визначення максимального значення теоретичного холодильного коефіцієнта**

Після того, як знайдено максимальне значення холодильного коефіцієнту, необхідно перевірити значення стиснення в компресорі [2]:

$$\frac{P_{\kappa}}{P_{m,i}} \approx \frac{P_{m,i}}{P_0} \leq 8 \quad (6.22)$$

Якщо ця умова не виконується, то переходять до розгляду наступного максимуму на графіку (рисунок 6.4) [2].

### **3.6.3 Цикли та схеми двоступінчастих холодильних машин**

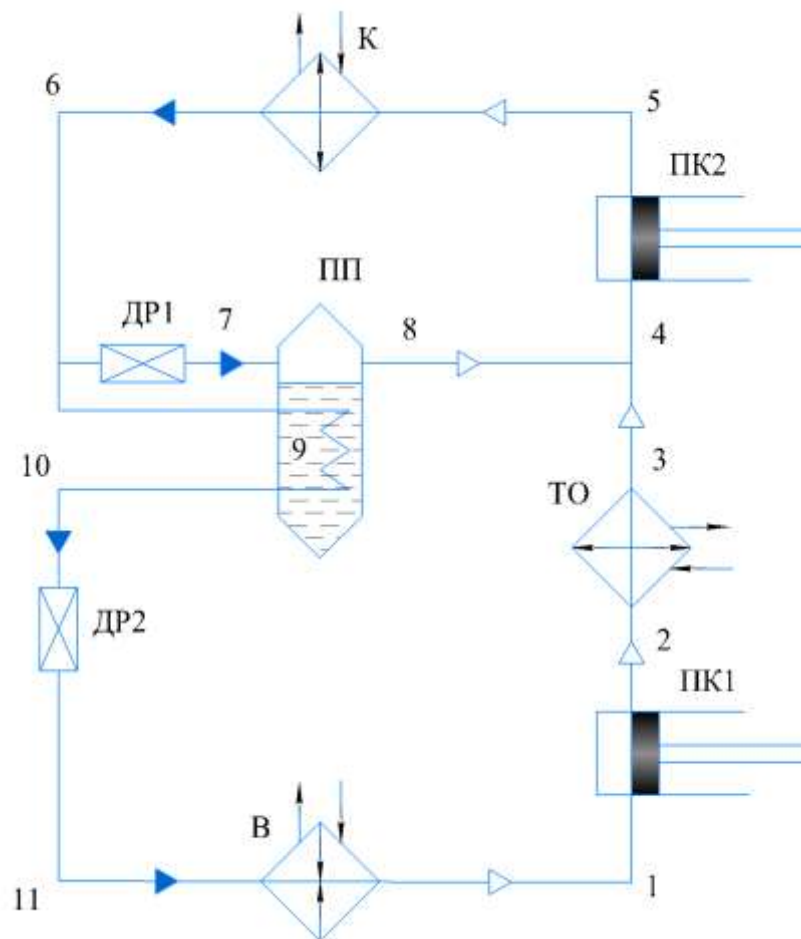
#### **3.6.3.1 Цикли та схеми двоступінчастих холодильних машин з однократним дроселюванням**

Прикладом таких машин є двоступінчаста холодильна машина зі змійовикою проміжною посудиною і неповним проміжним охолодженням. Принципова схема такої машини показана на рисунку 6.5, цикли в теплових діаграмах показані на рисунках 6.6 та 6.7 [5].

Робоча речовина кипить у випарнику В (процес 1-11) стикається в компресорі першого ступеня ПК1 (процес 1-2), охолоджується в проміжному теплообміннику ТО (процес 2-3), після чого пара робочої речовини в стані 3 змішується з холодною парою стану 8, що надходить з проміжної посудини ПП. Після змішування стан робочої речовини перед всмоктуванням в компресор другого ступеня ПК2 визначається точкою 4. Далі робоча речовина стискається в компресорі другого ступеня (процес 4-5), охолоджується та конденсується в конденсаторі К (процес 5-6) і направляється до проміжної посудини [5].

Перед проміжною посудиною робоча речовина розділяється на два потоки: більша частина робочої речовини іде в змійовик проміжної посудини, менша – дроселюється в допоміжному дросельному вентилі ДР1 (процес 6-7) до

проміжного тиску і поступає в проміжну посудину. У проміжній посудині, за рахунок різниці густин рідини та пари, відбувається розділення вологої пари (стану 7) на рідину (стан 9) та суху насичену пару (стан 8). Суха насичена пара засмоктується компресором другого ступеня, а рідина кипить (процес 9-8) за рахунок теплоти, що відбирається від рідкої робочої речовини, що тече по змійовику. Суха насичена пара, що утворюється при кипінні в процесі 9-8, відсмоктується компресором другого ступеня. Рідка робоча речовина, що йде по змійовику при цьому охолоджується (процес 6-10) і далі дроселюється до тиску кипіння  $P_0$ . Після дроселювання робоча речовина поступає у випарник, де кипить за тиску  $P_0$  та температури  $T_0$  [5].



**Рисунок 6.5 – Схема двоступінчастої холодильної машини зі змійовиковою посудиною і неповним проміжним охолодженням**

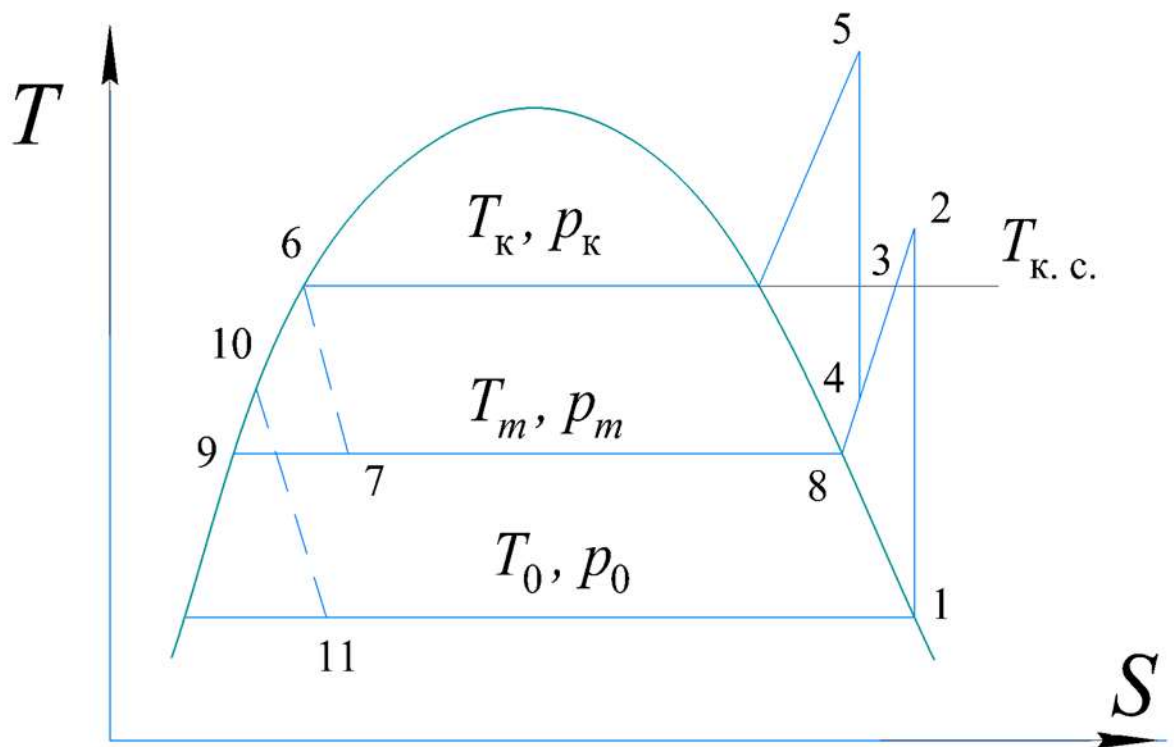


Рисунок 6.6 –  $T-s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини зі змішувальною посудиною і неповним проміжним охолодженням

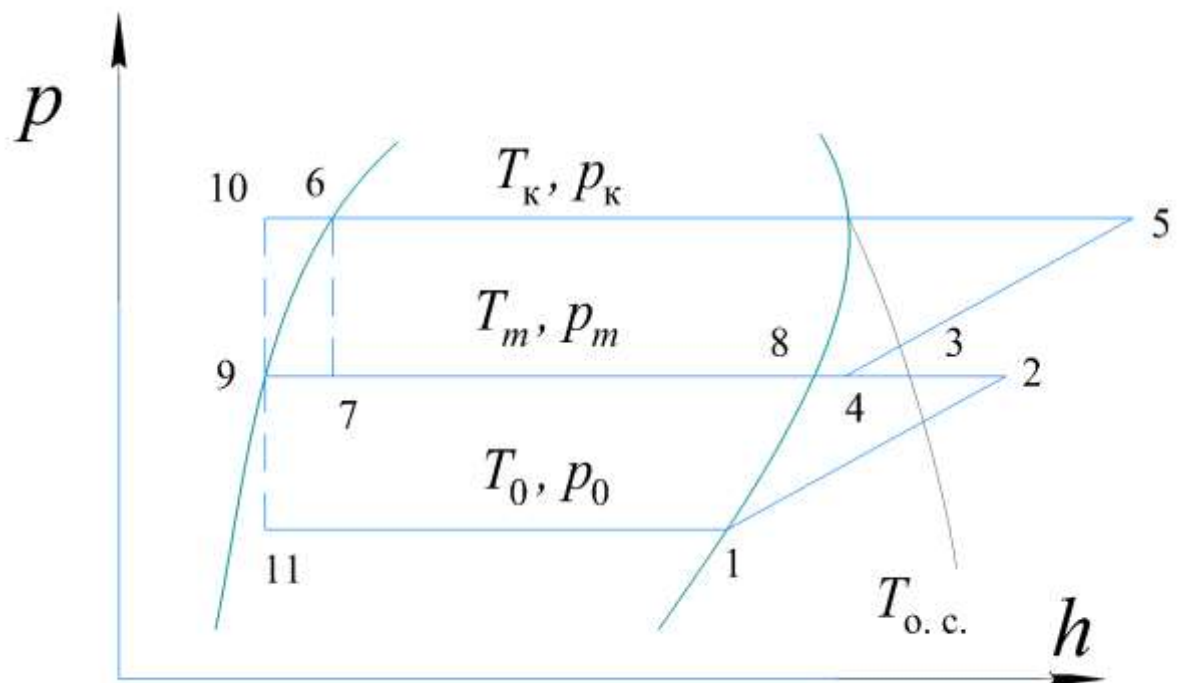
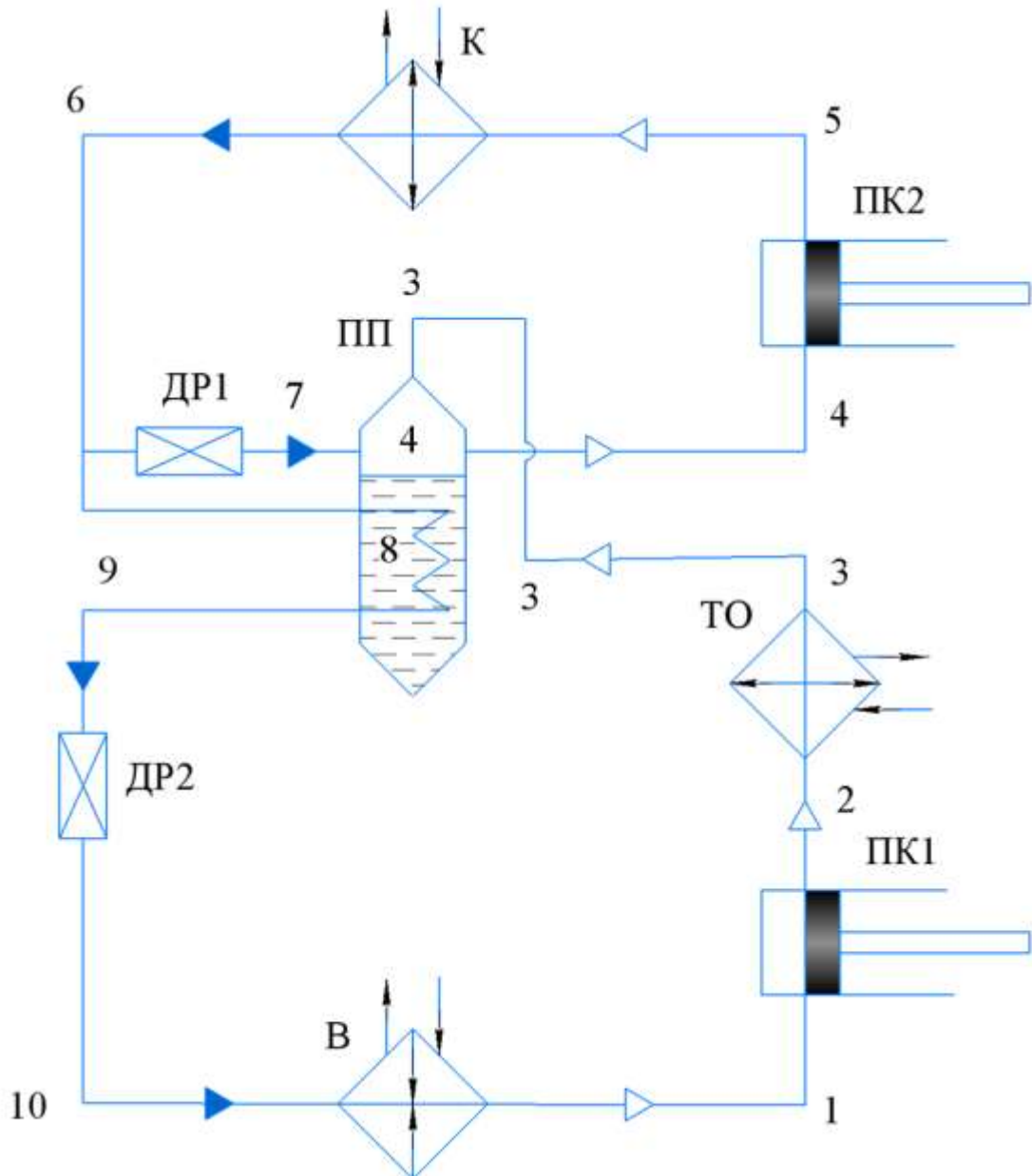


Рисунок 6.7 –  $P-h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини зі змішувальною посудиною і неповним проміжним охолодженням

Схема та цикли холодильної машини зі змієвиковою проміжною посудиною та повним проміжним охолодженням показані на рисунках 6.8-6.10 [2].

Відмінність цієї схеми від попередньої в тому, що робоча речовина після охолодження у проміжному холодильнику ТО направляється в проміжну посудину ПП, де охолоджується до стану сухої насиченої пари (точка 4) і потім надходить в компресор другого ступеня [5].



**Рисунок 6.8 – Схема холодильної машини зі змієвиковою проміжною посудиною та повним проміжним охолодженням**

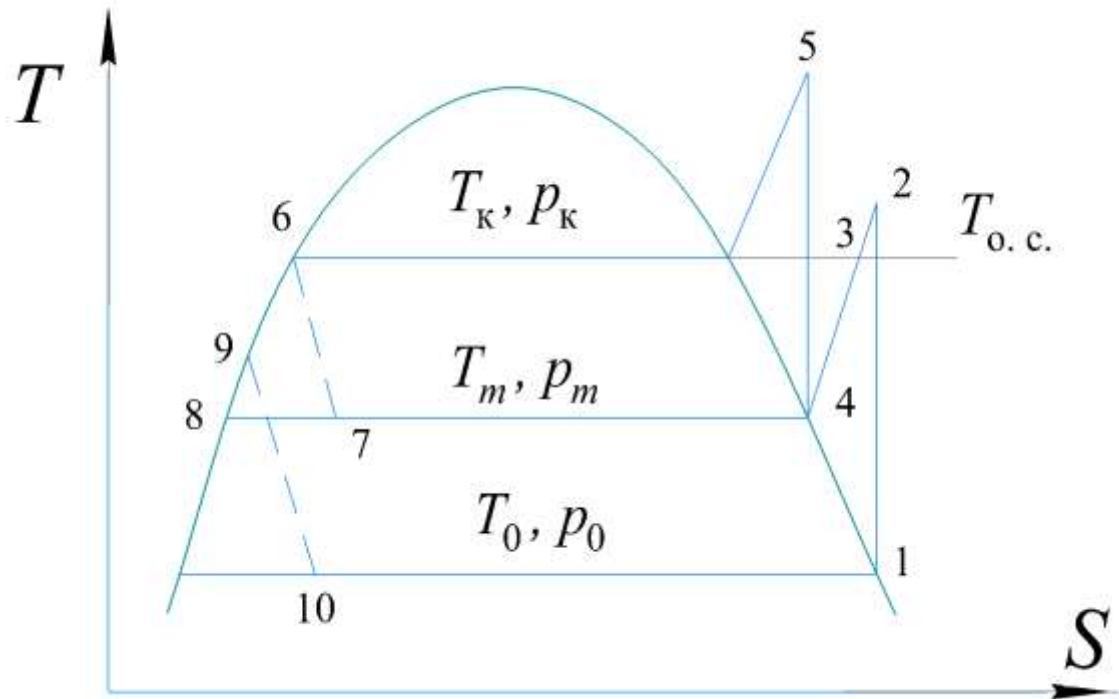


Рисунок 6.9 –  $T-s$  – діаграма холодильної машини зі змішаною проміжною посудиною та повним проміжним охолодженням

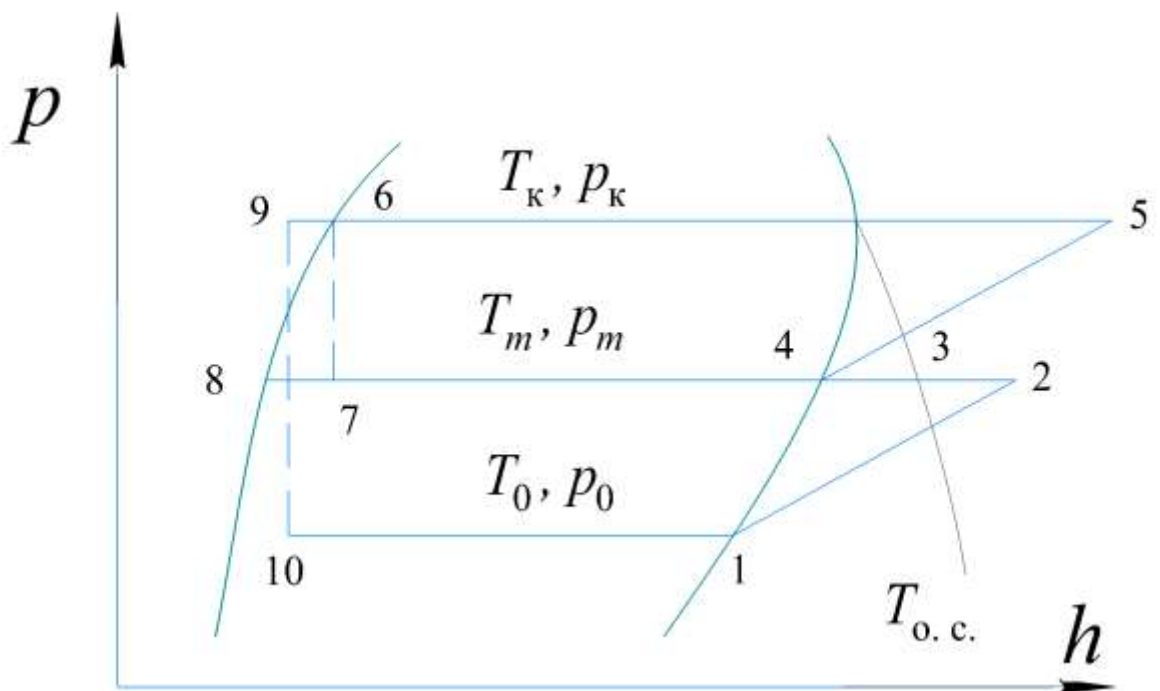
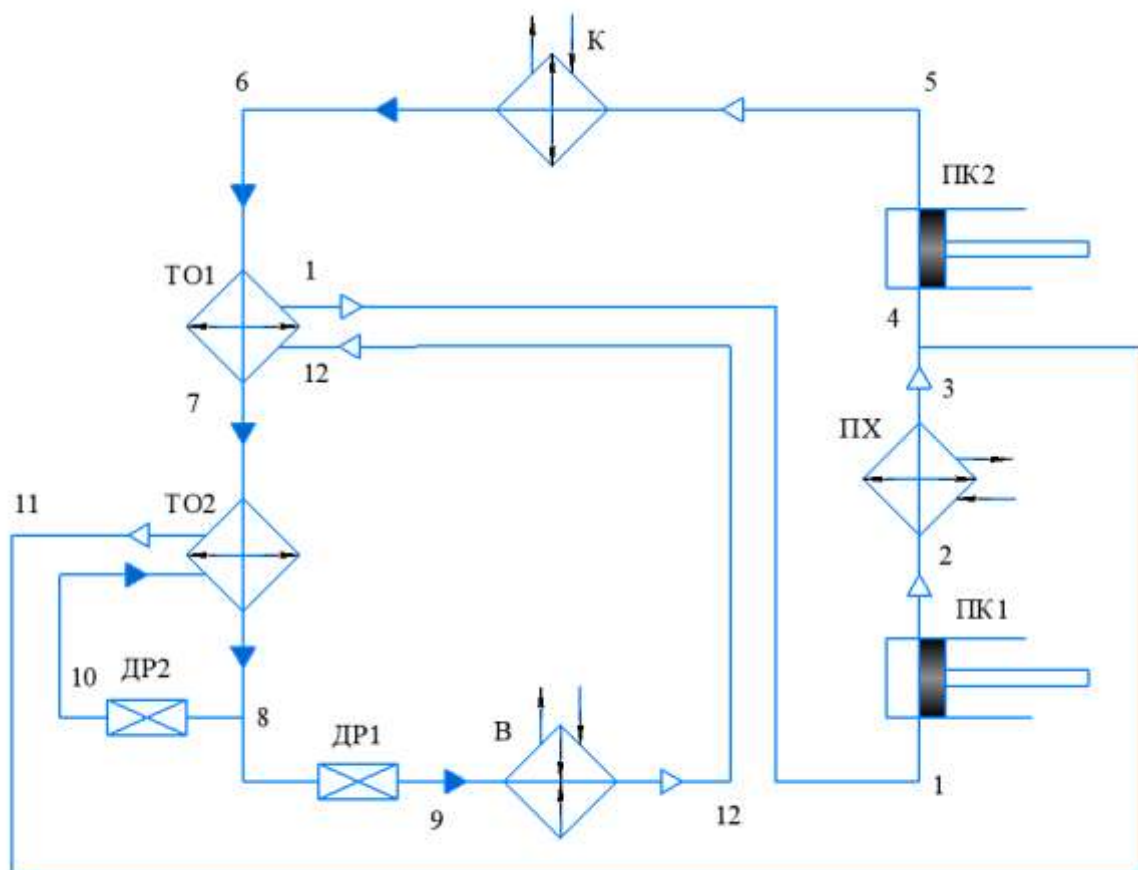


Рисунок 6.10 –  $P-h$  – діаграма холодильної машини зі змішаною проміжною посудиною та повним проміжним охолодженням



В двоступінчастій холодильній машині з теплообмінниками, цикли та схеми якої показані на рисунках 6.11–6.13, в якості робочої речовини найчастіше використовуються фреони, тоді як у попередніх випадках частіше використовується аміак [5].

Робоча речовина стискається компресором першого ступеня ПК1 (процес 1-2), охолоджується в проміжному холодильнику ПХ (процес 2-3) і подається до другого ступеня. Перед компресором другого ступеня ПК2 пара, що йде з проміжного холодильника змішується з холодною парою (стан 11), яка поступає з рідинного теплообмінника ТО2. Робоча речовина в результаті змішування охолоджується до стану, що характеризується точкою 4. Таким чином, в компресорі другого ступеня стискається більша за масою кількість робочої речовини, ніж в компресорі першого ступеня [5].



**Рисунок 6.11 – Схема двоступінчастої холодильної машини з теплообмінниками**

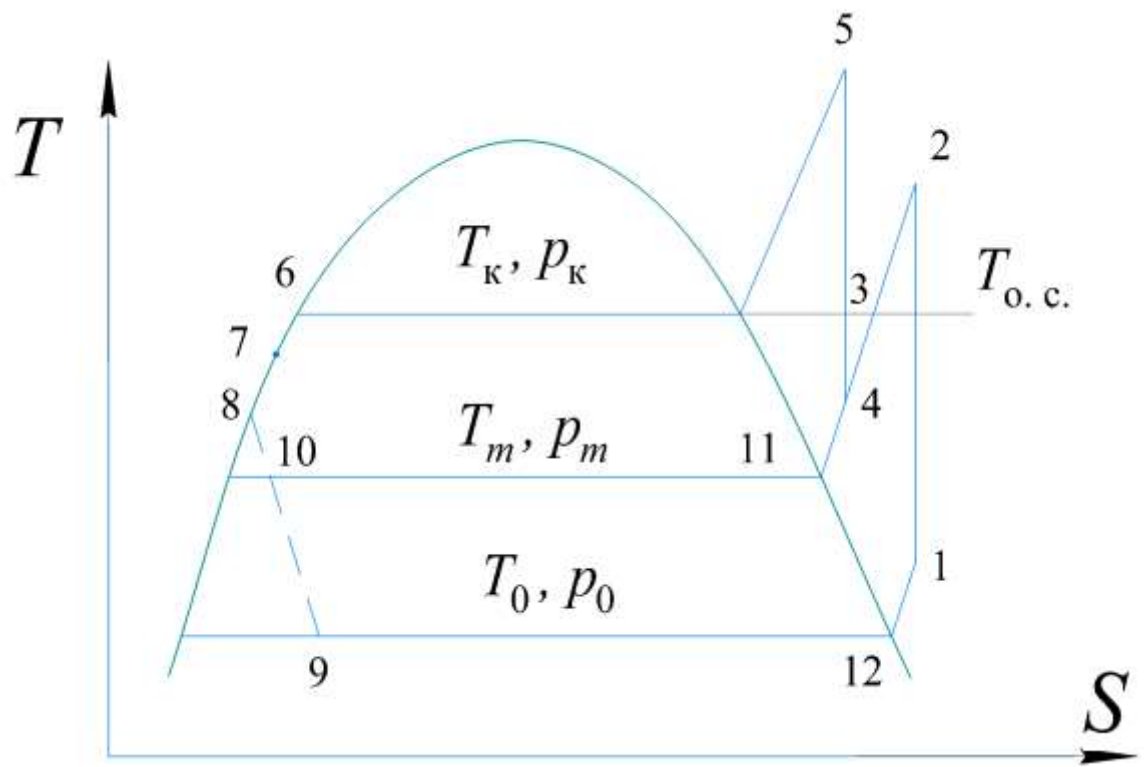


Рисунок 6.12 –  $T-s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з теплообмінниками

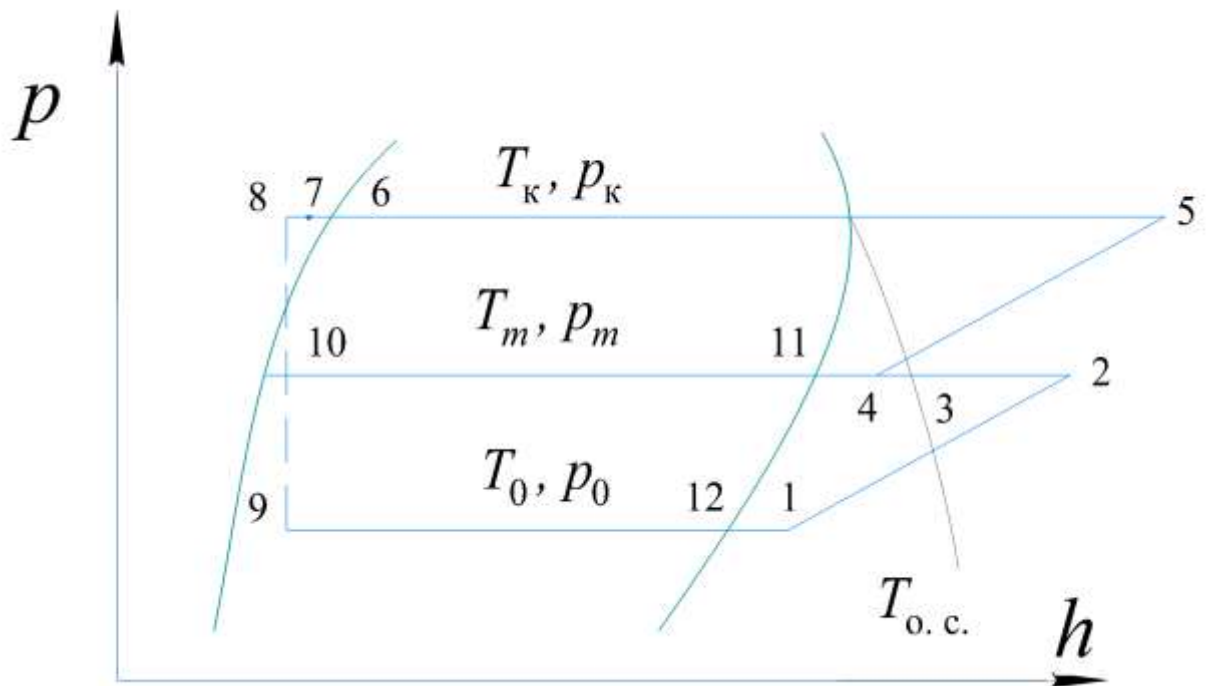


Рисунок 6.13 –  $P-h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з теплообмінниками

Після стискування в компресорі другого ступеня (процес 4-5) робоча речовина охолоджується і конденсується в конденсаторі К (процес 5-6). Далі, робоча рідина поступає в парорідинний теплообмінник ТО1, де охолоджується (процес 6-7) холодною парою робочої речовини, що йде з випарника В. Після цього, робоча речовина направляється в рідинний теплообмінник ТО1, де охолоджується (процес 7-8). Охолодження відбувається за рахунок теплообміну з киплячою рідиною, що дроселюється через допоміжний дросельний вентиль ДР2 (процес 8-10). Більша частина робочої речовини дроселюється в основному дросельному вентилі ДР1 (процес 8-9) і поступає у випарник, де кипить (процес 9-12) за рахунок теплоти джерела низької температури (охолоджуваного середовища) [5].

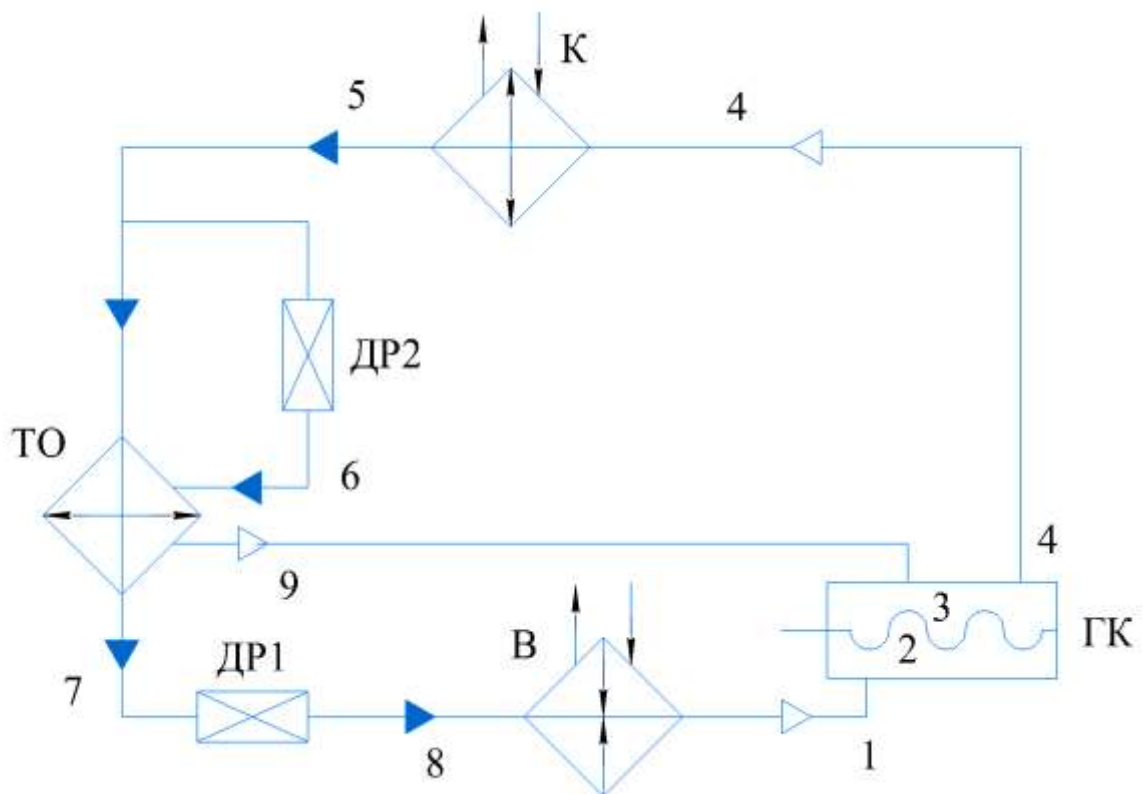
З випарника пара робочої речовини поступає в парорідинний теплообмінник, де нагрівається (процес 12-1) за рахунок теплоти, що відбирається від рідкої робочої речовини, що рухається з конденсатора, і потім поступає в компресор першого ступеня. Пара, що утворюється в рідинному теплообміннику, змішується з робочою речовиною, що поступає з компресора першою ступені і поступає в компресор другого ступеня [5].

Як впливає з опису роботи машини, парорідинний та рідинний теплообмінники служать, перш за все, для охолодження рідкої робочої речовини перед дроселюванням, і підвищує питому масову холодопродуктивність циклу. Нагрівання пари в парорідинному теплообміннику (в тому випадку, якщо компресор поршневий) гарантує захист компресору першого ступеня від гідравлічного удару та підвищує його об'ємні й енергетичні коефіцієнти [5].

Двоступінчаста холодильна машина з проміжним відбором пари з одноступінчастим гвинтовим компресором показана на рисунку 6.14. Цикли цієї машини показані на рисунках 6.15 та 6.16. В цій схемі застосовується гвинтовий компресор ГК. Робоча речовина стану 1 заповнює робочу порожнину компресора, яка після цього від'єднується від вікна всмоктування. Потім за рахунок зменшення об'єму робочої порожнини відбувається підвищення тиску речовини, що там знаходиться. В той момент, коли в робочій порожнині досягається значення  $P_m$  (процес стиснення 1-2), вона з'єднується з вікном, через яке в по-

рожнину потрапляє пара робочої речовини стану 9 з теплообмінника ТО. В результаті змішування отримується пара стану 3, яка далі стискається в тій же порожнині до стану 4 (процес 3-4) [5].

Після конденсатора К рідка робоча речовина розділяється на два потоки: менша частина дроселюється в допоміжному дросельному вентилі ДР2 (процес 5-6) і потрапляє в міжзмійовиковий простір теплообмінника ТО, більша частина іде по змійовику теплообмінника і охолоджується (процес 5-7) в результаті теплообміну з киплячою в міжзмійовиковому просторі при температурі  $T_m$  та тиску  $P_m$  робочою речовиною, пара якої поступає в компресор [5].



**Рисунок 6.14 – Схема двоступінчастої холодильної машини з проміжним відбором пари з одноступінчастим гвинтовим компресором**

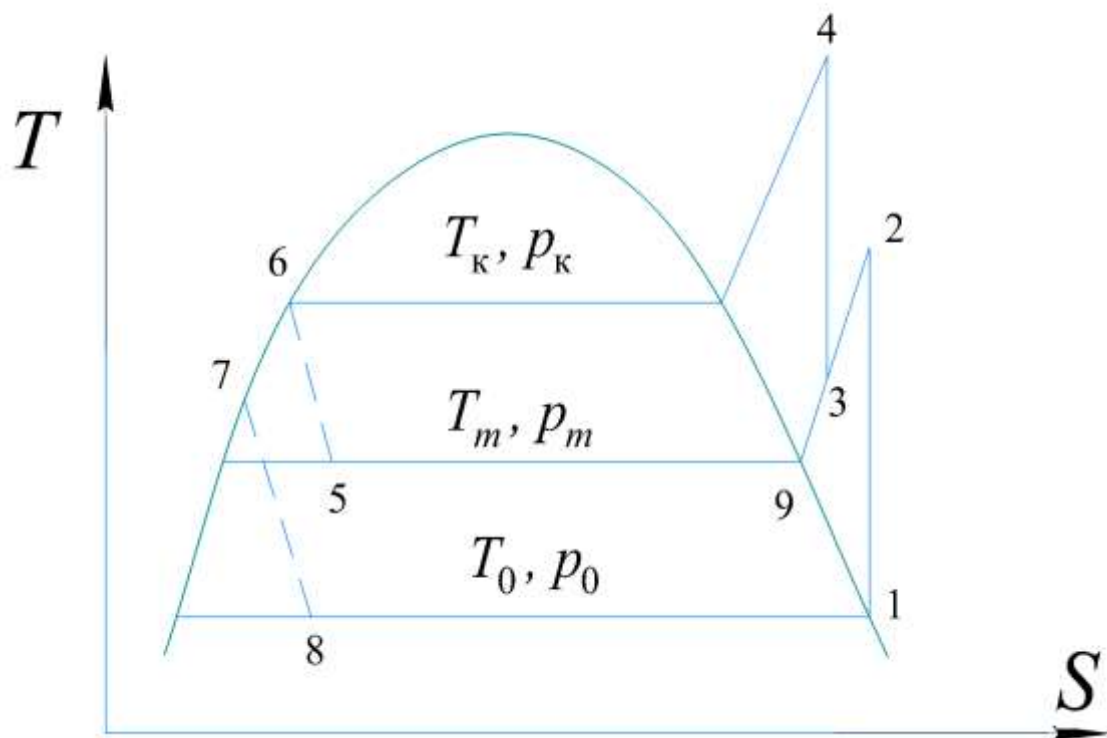


Рисунок 6.15 –  $T-s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з проміжним відбором пари з одноступінчастим гвинтовим компресором

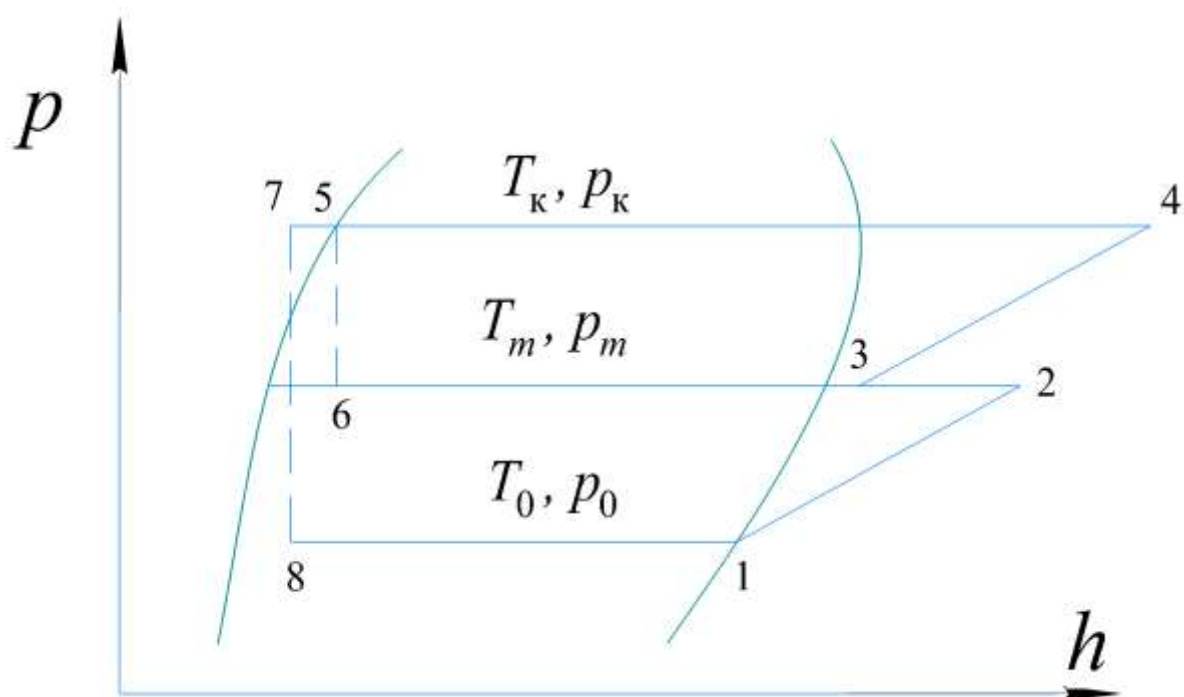


Рисунок 6.16 –  $P-h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з проміжним відбором пари з одноступінчастим гвинтовим компресором

Охолоджена рідина дроселюється в основному дросельному вентилі ДР1 (процес 7-8) та поступає до випарника В. Таким чином, в розглядуваній схемі двоступінчасте стиснення робочої речовини з проміжним охолодженням за рахунок холодної пари, що поступає з теплообмінника, відбувається в одному компресорі. В усьому іншому ця схема нічим не відрізняється від звичайної схеми з однократним дроселюванням та проміжним відбором пари [5].

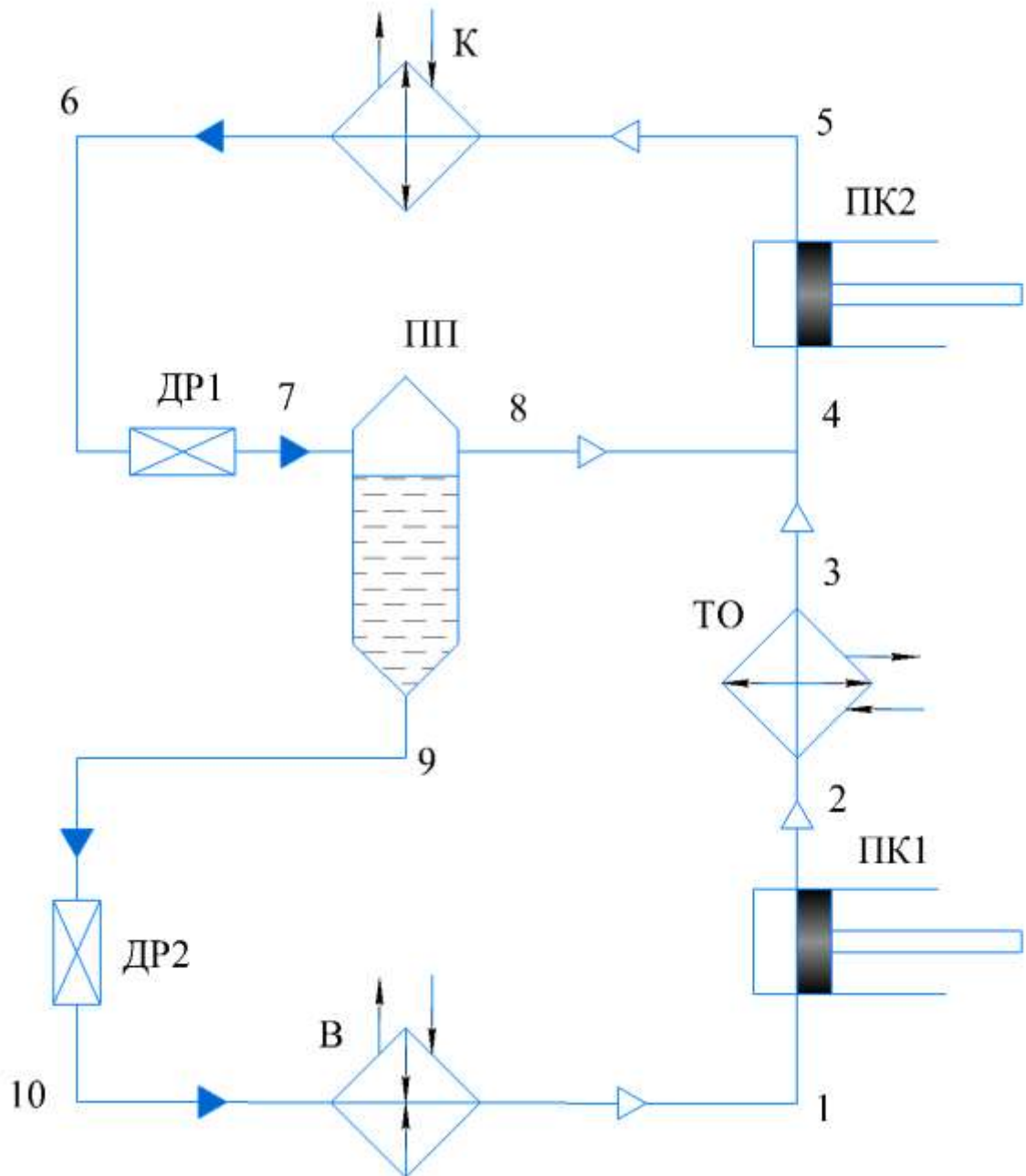
Всі наведені вище двоступінчасті холодильні машини за своїми енергетичними показниками переважають одноступінчасті. В двоступінчастій холодильній машині з проміжним холодильником це відбувається завдяки охолодженню робочої речовини перед всмоктуванням в компресор другого ступеня, в інших двоступінчастих холодильних машинах – внаслідок охолодження пари робочої речовини перед компресором другого ступеня і охолодження рідкої робочої речовини перед дроселюванням. Однак, при двоступінчастому стисненні можна ще підвищити енергетичну ефективність машини, застосувавши двократне дроселюванням робочої речовини, що поступає у випарник. Це використовується в схемах, які будуть розглянуті нижче [5].

### **3.6.3.1 Цикли та схеми двоступінчастих холодильних машин з двократним дроселюванням**

Однією з таких машин є двоступінчаста холодильна машина з неповним проміжним охолодженням. Схема і цикли цієї машини показані на рисунках 6.17 – 6.19 [5].

Робоча речовина після стиснення в компресорі першого ступеня ПК1 (процес 1-2) та охолодження в проміжному холодильнику ТО (процес 2-3) поступає на всмоктування в компресор другого ступеня ПК2, де змішується з холодною парою робочої речовини, що виходить з проміжної посудини. В результаті змішування робоча речовина охолоджується до стану 4, всмоктується в компресор другого ступеня, стикається (процес 4-5) і після конденсації та охолодження в конденсаторі К (процес 5-6) дроселюється в першому дросельному вентилі ДР1 (процес 6-7). На відміну від схем з однократним дроселюванням, в

цій схемі, як і в інших схемах з двократним дроселюванням, дроселюється вся робоча речовина, а не менша її частина [5].



**Рисунок 6.17 – Схема двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням**

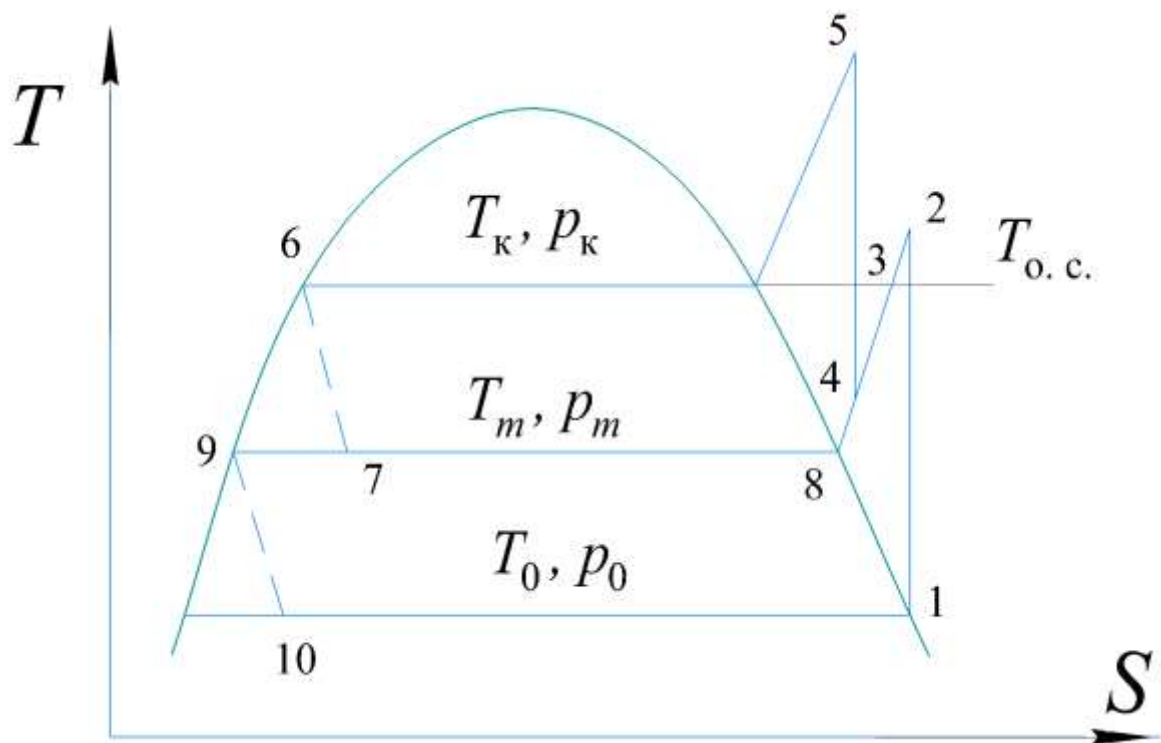


Рисунок 6.18 –  $T$ - $s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням

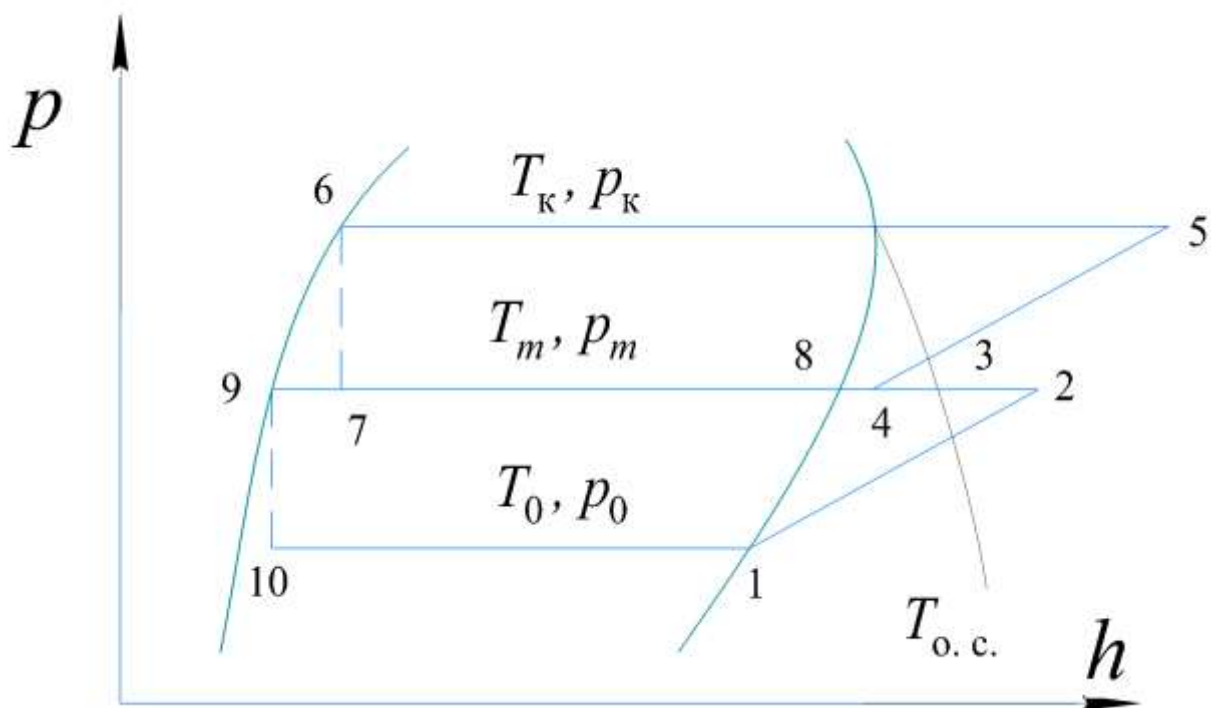
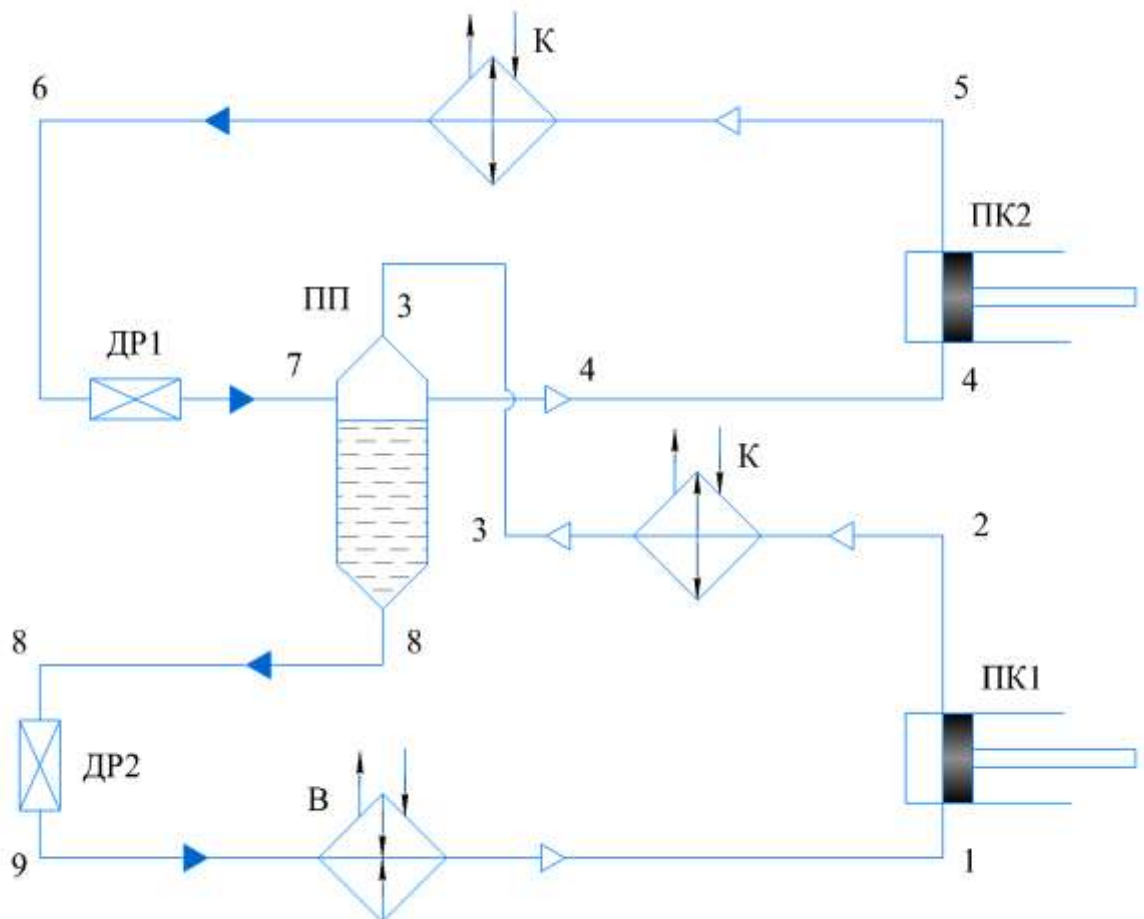


Рисунок 6.19 –  $P$ - $h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням

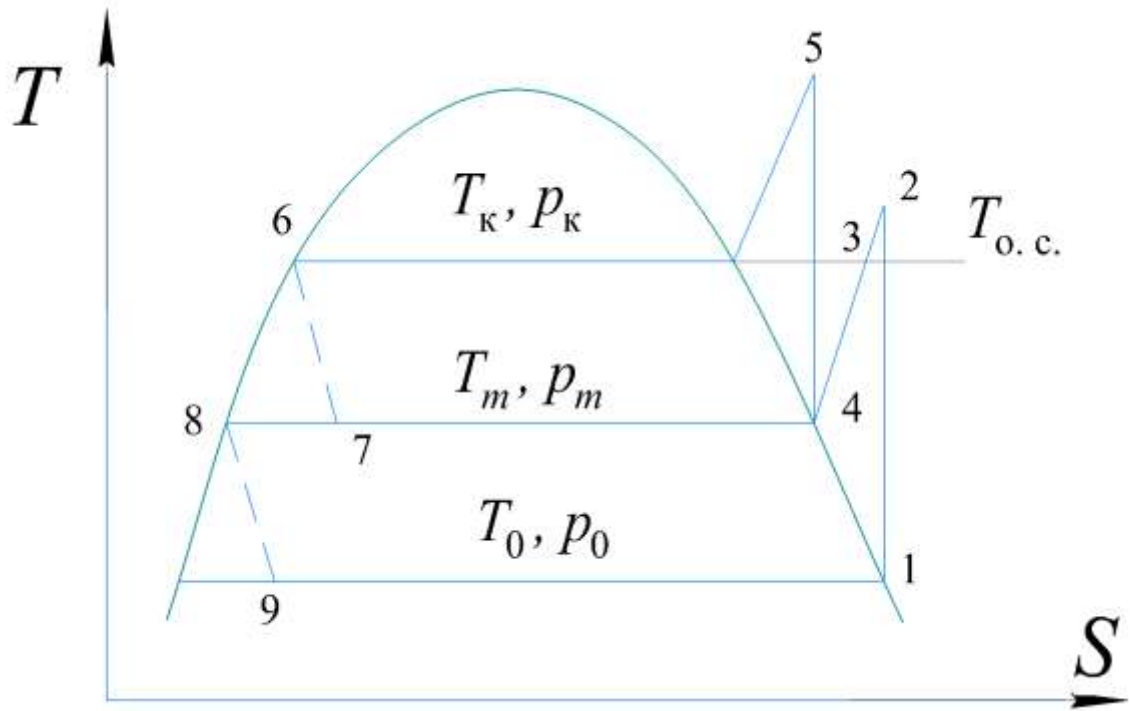


В проміжній посудині ПП, за рахунок різниці густин, відбувається розділення вологої пари, отриманої в кінці процесу дроселювання, на рідину стану 9 та пару стану 8. Пара йде на всмоктування в компресор другого ступеня, де змішується з робочою речовиною, що йде з першого ступеня. Рідина направляється до другого дросельного вентиля ДР2, дроселюються в ньому (процес 9-10) і поступає у випарник В, де кипить за рахунок теплоти, яка відбирається від охолоджуваного середовища (процес 10-1). Утворена пара робочої речовини відсмоктується компресором першого ступеня, підтримується у випарнику постійний тиск кипіння [5].

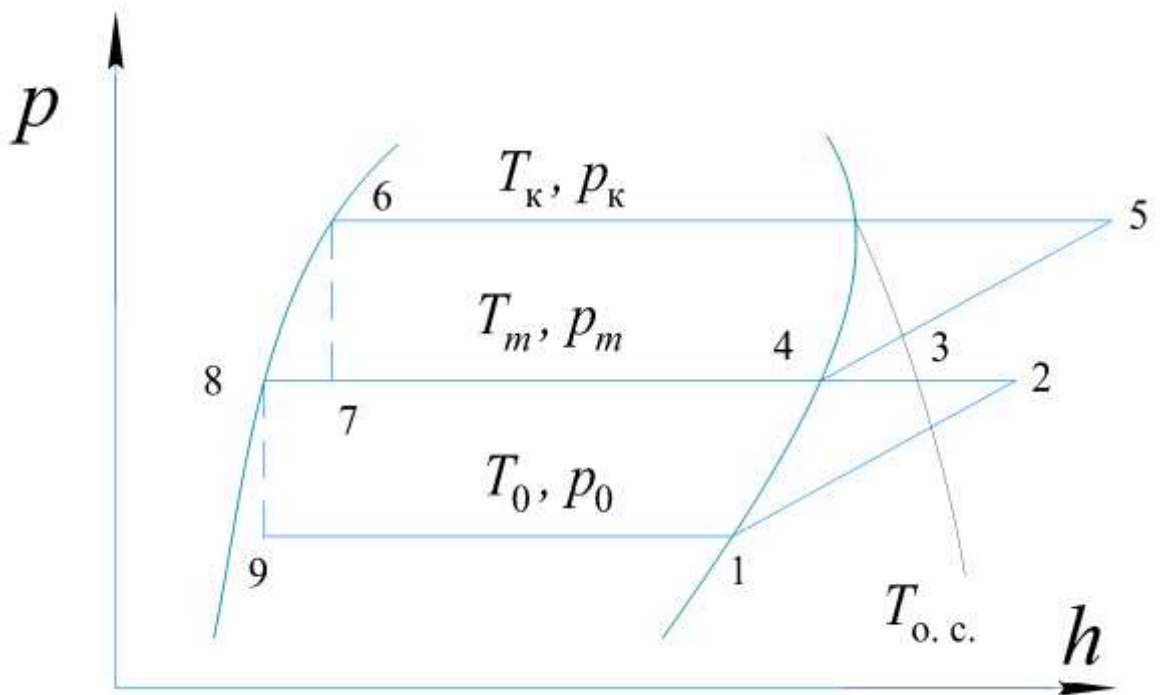
Двоступінчаста холодильна машина з повним проміжним охолодженням (рисунок 6.20-6.22) [5].



**Рисунок 6.20 – Схема двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням**



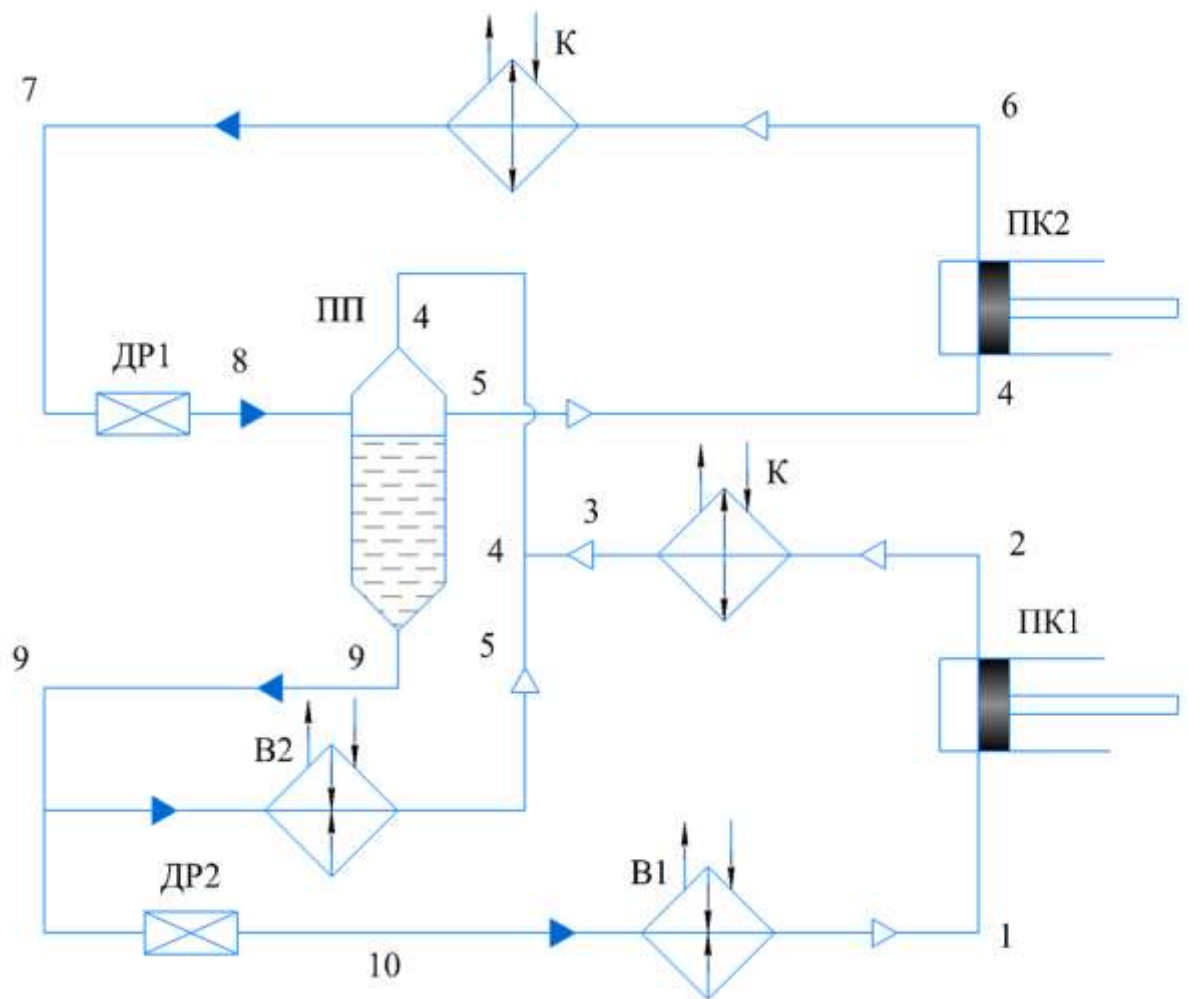
**Рисунок 6.21 –  $T-s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням**



**Рисунок 6.22 –  $P-h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням**

Відмінність цієї схеми від попередньої полягає в тому, що робоча речовина після проміжного холодильника ТО поступає в проміжну посудину ПП, де охолоджується до стану сухої насиченої пари при безпосередньому контакті з рідкою робочою речовиною, що кипить при температурі  $T_m$  [5].

Двоступінчаста холодильна машина з двома випарниками показана на схемі на рисунку 6.23, теплові діаграми показані на рисунках 6.24 та 6.25 [5].



**Рисунок 6.23 – Схема двоступінчастої холодильної машини з двома випарниками**

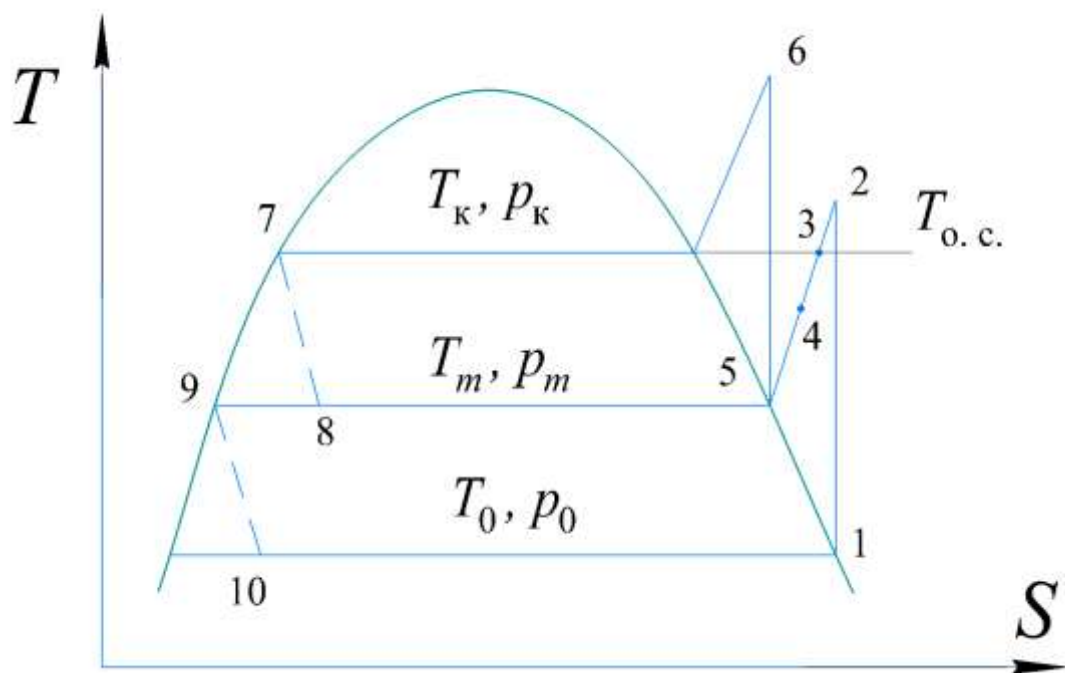


Рисунок 6.24 –  $T$ - $s$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з двома випарниками

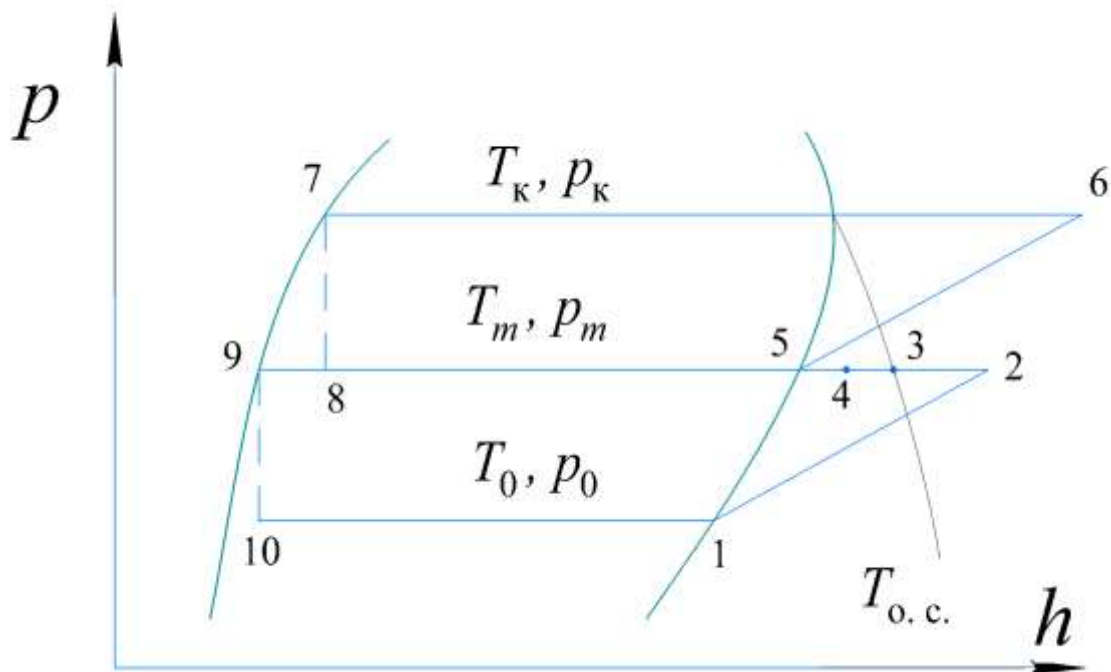


Рисунок 6.25 –  $P$ - $h$  – діаграма двоступінчастої холодильної машини з двома випарниками

Відмінність цієї схеми полягає в тому, що частина робочої речовини після проміжної посудини ПП направляєтся у другий випарник В2. Робоча речовина

в цьому випарнику кипить при температурі  $T_m$  та тиску  $P_m$  за рахунок теплоти другого джерела низької температури. Температура  $T_0$  нижча за температуру кипіння  $T_m$ . Пара робочої речовини, утворена в другому випарнику (стан 5), змішується з паром робочої речовини, що йде з першого ступеня і направляється в проміжну посудину. Після змішування стан робочої речовини буде характеризуватися точкою 4 і визначається з матеріальних балансів [5].

*Холодильна машина з пароструменевим апаратом.* Нижня границя діапазону температур кипіння в компресорних холодильних машинах визначається тиском біля 0,01 МПа, що для фреону R22, наприклад, відповідає температурі кипіння 193 К. Із застосуванням пароструменевого апарата (ежектора) можна отримати тиск у випарнику 0,002 МПа і температуру для фреону R22 173 К [10, 12]. Головна перевага пароструменевого апарата полягає в тому, що зі зниженням тиску його робочі коефіцієнти не погіршуються. Крім того, в пароструменевому апараті немає рухомих частин. Тому простота – його друга перевага [5].

Розглянемо найпростішу схему парової холодильної машини з одноступінчастим компресором і пароструменевим апаратом, показану на рисунках 6.25-6.27 [5].

Для роботи пароструменевого апарата, пара робочої речовини в стані 4, відбирається після компресора ПК і направляється в сопло пароструменевого апарата ПА. Іноді відбір пари відбувається з верхньої частини конденсатора К. Це стосується переважно аміачних машин, оскільки подача в пароструменевий апарат після компресора може призвести до значного підвищення температури нагнітання. В соплі швидкість пари зростає до критичних та надкритичних значень. Після розширення (процес 4-b) тиск робочої речовини знижується від  $P_k$  до  $P_0$  [5].

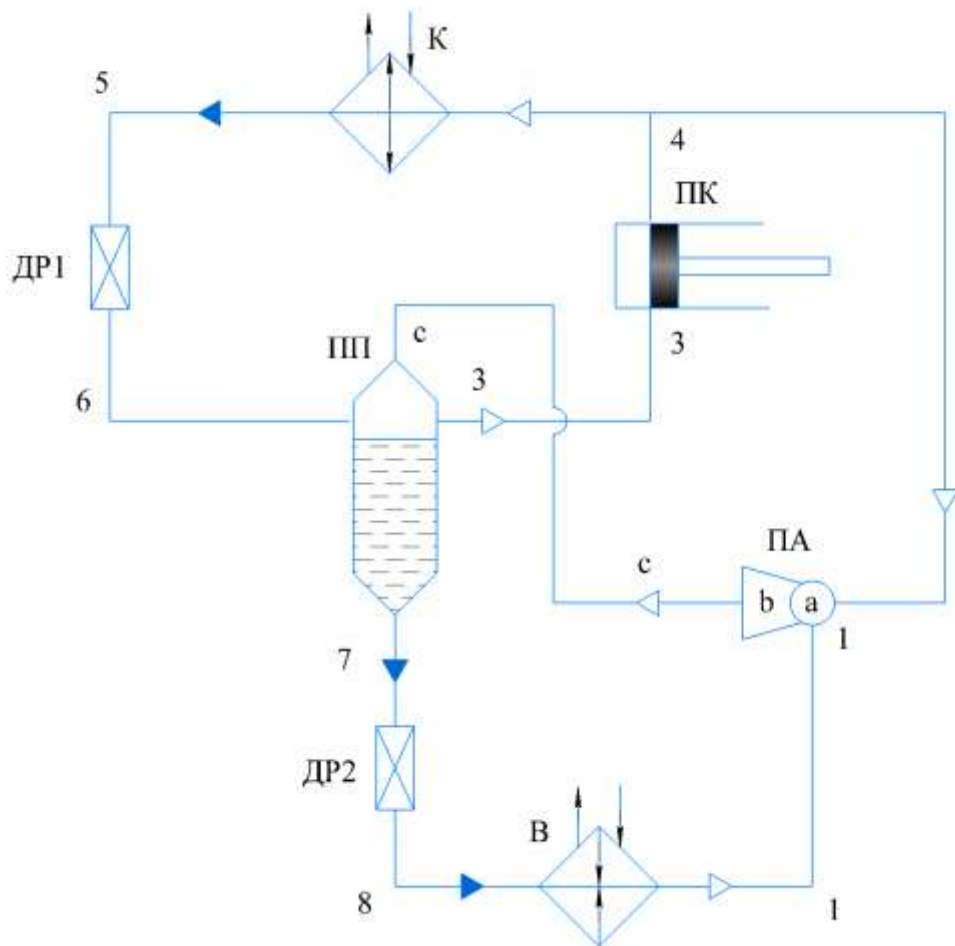


Рисунок 6.26 – Схема парової холодильної машини з одноступінчастим компресором і пароструменевим апаратом

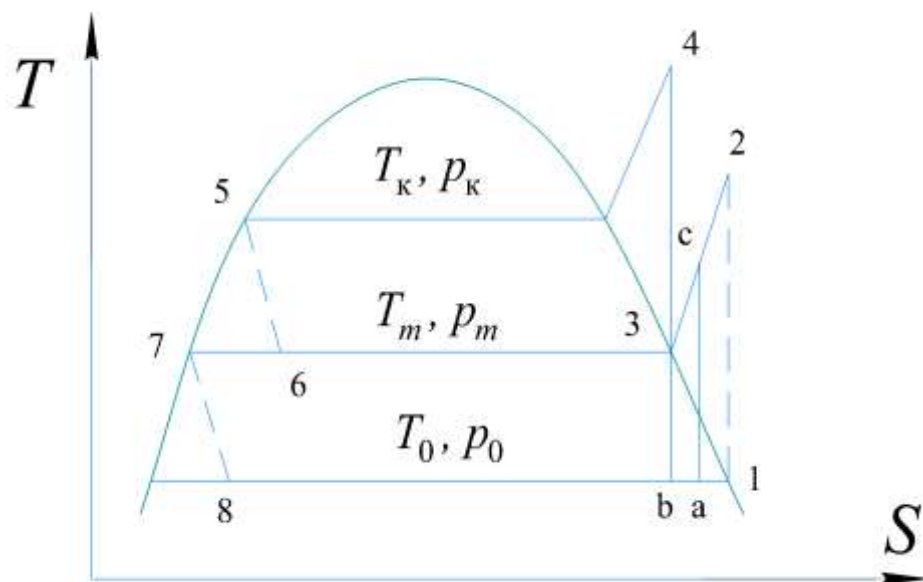


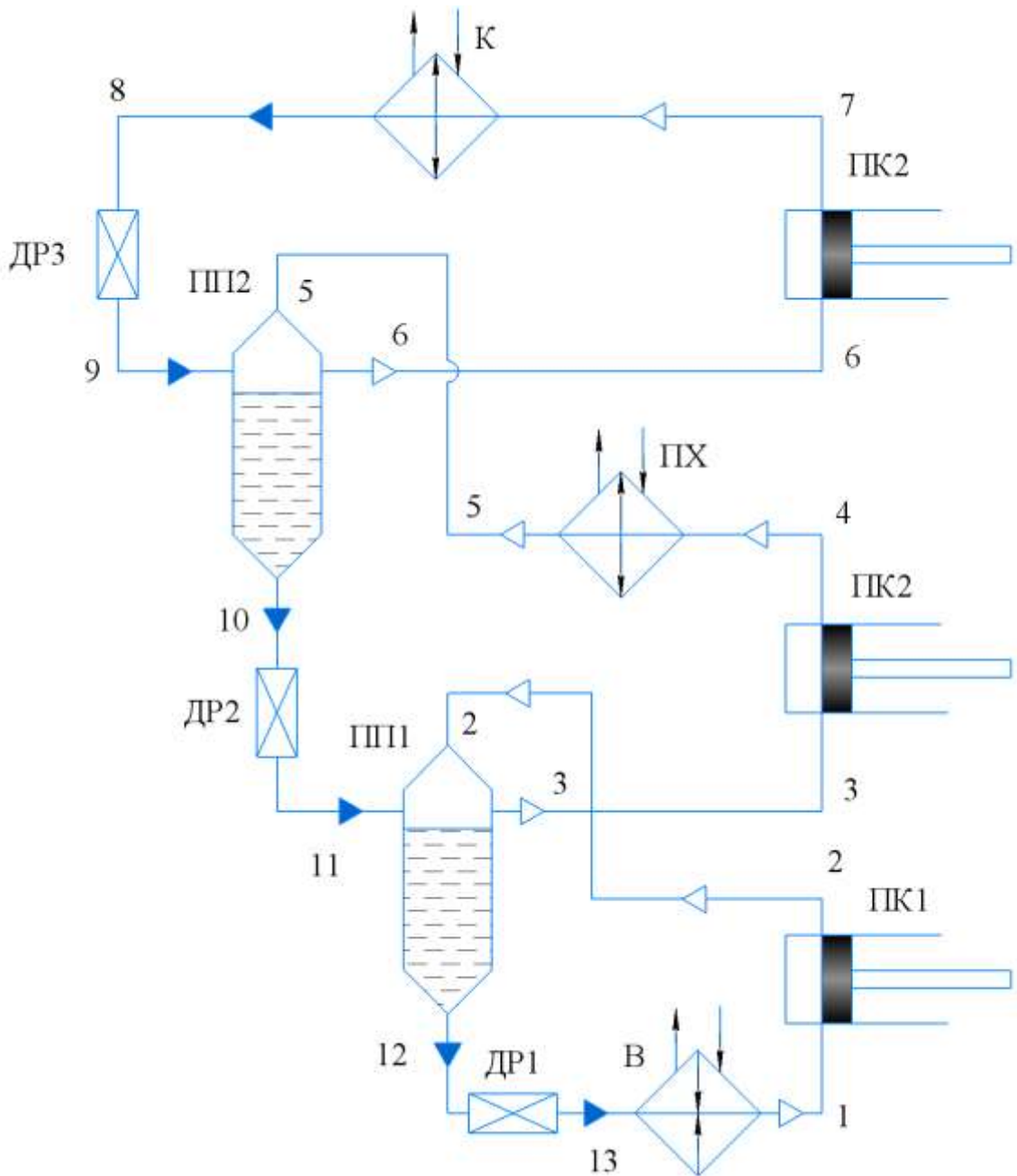
Рисунок 6.27 –  $T-s$  – діаграма парової холодильної машини з одноступінчастим компресором і пароструменевим апаратом

В камеру змішування холодна пара підсмоктується з випарника В (стан 1), що йде з сопла (стан b). В результаті змішування створюється суміш, яка характеризується точкою а. Далі суміш стискується до тиску  $P_m$  (процес а-с). Пара в стані с поступає в проміжну посудину ПП, охолоджується там і в стані 3 всмоктується компресором. З проміжної посудини в компресор також іде пара, котра утворилася в результаті кипіння рідкої робочої речовини (за рахунок підведення теплоти від парів, що йдуть від пароструменевого апарата), а також пара, утворена при першому дроселюванні. В компресорі робоча речовина стискається (процес 3-4), після чого частина робочої речовини направляється до пароструменевого апарата, а інша частина конденсується і направляється до проміжної посудини і далі у випарник. До проміжної посудини можна підключити другий випарник, як це показано на рисунку 6.23 [5].

Пароструменеві апарати встановлюються на всмоктувальних трубопроводах камерних пристроїв охолодження. При завантаженні отоплених продуктів в якусь з камер, в роботу вмикається пароструменевий апарат, температура кипіння при цьому знижується на 6-10°C, в решті камер вона залишається постійною. Це виявляється більш вигідним, ніж зниження температури кипіння у всіх камерах [5].

### **3.6.4 Цикли та схеми трьохступінчастих холодильних машин**

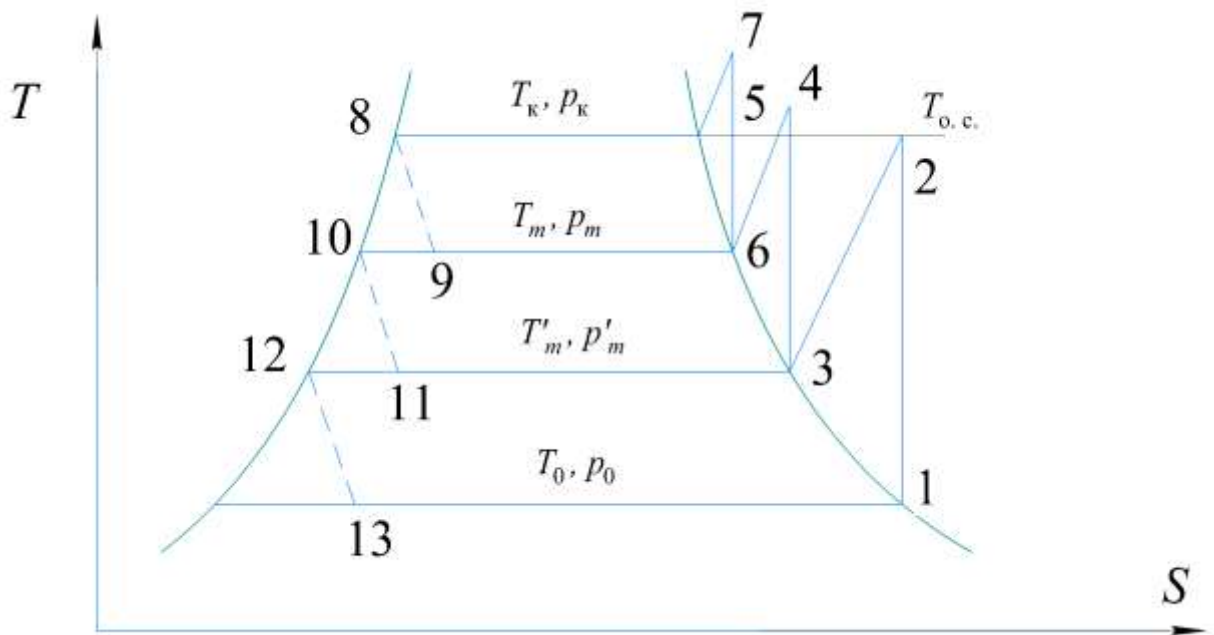
Прикладом таких машин є трьохступінчаста холодильна машина з повним проміжним охолодженням. Такі машини розповсюджені набагато менше, ніж двоступінчасті і застосовуються в основному в хімічній промисловості, для випробування приладів і виробів при низьких температурах. Принципова схема і цикл трьохступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням показана на рисунках 6.28 та 6.29 [5].



**Рисунок 6.28 – Схема трьохступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням**

Суха насичена пара, що утворюється у випарнику В, стискається в компресорі першого ступеня ПК1 (процес 1-2) і направляється в проміжну посудину ПП1, де вона охолоджується до стану 3 і направляється в компресор другого ступеня ПК2. Охолодження відбувається в результаті теплообміну з рідкою робочою речовиною, яке відбувається в проміжній посудині при температурі  $T'_m$ . Рідка робоча речовина при цьому кипить, утворена при кипінні пара відсмоктується компресором другого ступеня [5].





**Рисунок 6.29 –  $T-s$  – діаграма трьохступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням**

При дроселюванні в дросельному вентилі ДР2 (процес 10-11) частина рідкої робочої речовини переходить в пару, яка також відсмоктується компресором другого ступеня. Після стиснення в компресорі другого ступеня (процес 3-4) робоча речовина охолоджується в проміжному холодильнику ПХ (процес 4-5) і поступає в другу проміжну посудину ПП2, в якій відбуваються такі ж процеси, як і ПП1. Після стиснення в компресорі третього ступеня ПК3 (процеси 6-7) робоча речовина направляється в конденсатор К, де охолоджується і конденсується (процес 7-8). Після цього рідка робоча речовина дроселюється в дросельному вентилі ДР3 (процес 8-9) і в дросельному вентилі ДР2 (процес 10-11). Далі проходячи дросельний вентиль ДР3 (процес 12-13), робоча речовина потрапляє у випарник В, де вона знову кипить (процес 13-1) [5].

Охолодження робочої речовини перед всмоктуванням у компресорах другого і третього ступеня може бути неповним. Ступінь охолодження залежить від конкретних робочих умов, робочої речовини, типу компресорів, тощо. Робоча речовина, що поступає в компресор першого ступеня, також може бути в перегрітому стані [5].

*Трьохступінчаста машина для отримання сухого льоду.* Робоча речовина в цій машині здійснює розривний цикл (квазіцикл). При цьому з машини робоча речовина – діоксид вуглецю – виводиться не в рідкому, а в твердому стані. Пояснюється це тим, що діоксид вуглецю за своїми властивостями в рідкому стані може знаходитися лише за умови, якщо температура буде вище 216,6 К при тиску 0,53 МПа. При вказаній температурі та тиску діоксид вуглецю може знаходитися одночасно в трьох фазах: рідкій, газоподібній та твердій. Якщо температуру та тиск дещо збільшити, то вуглекислий газ буде знаходитися лише в двох фазах: рідкій та газоподібній. Таким чином, при температурах вище 216,6 К діоксид вуглецю може застосовуватися як робоча речовина парової холодильної машини. При тиску та температурі більш низькими, ніж в потрійній точці, вуглекислий газ знаходиться лише в твердому і газоподібному стані [5].

Отже, якщо рідкий діоксид вуглецю дроселювати до тиску нижче 0,53 МПа (наприклад до атмосферного), то отриманий твердий діоксид вуглецю можна виводити з машини і використовувати для охолодження поза нею, замінюючи виведену кількість твердого діоксиду вуглецю газоподібним. В результаті дроселювання рідкого діоксиду вуглецю утворюється велика кількість пари. Ця пара повертається в машину [5].

Розглянемо детальніше роботу вуглекислотної машини (рисунки 6.30 та 6.30). Якщо припустити, що 1 кг рідкого діоксиду вуглецю дроселюється в дросельному вентилі ДРЗ (процес 9-10), то в кінці процесу дроселювання утворюється волога пара, яка в проміжній посудині ППЗ розділяється на  $x_{10}$  кг сухої насиченої пари стану 11 та  $1-x_{10}$  кг рідини стану 12 [5].

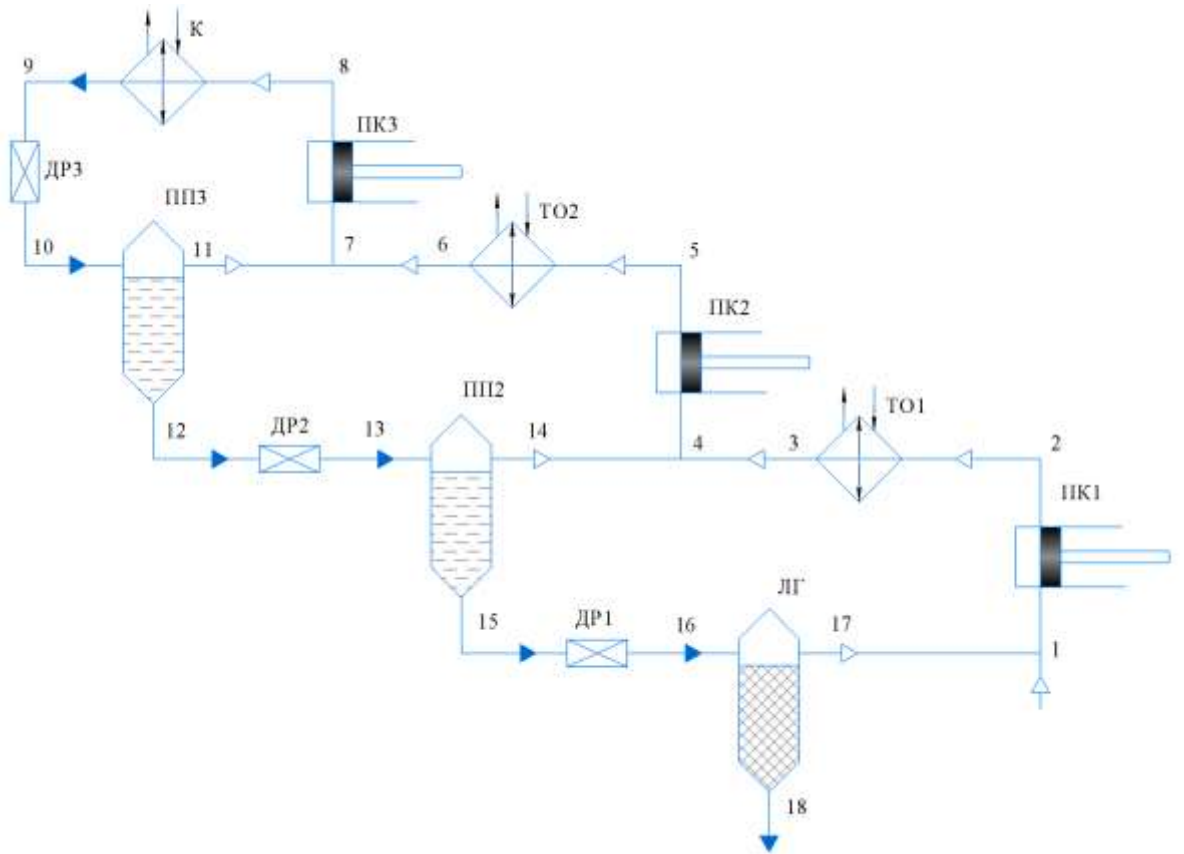


Рисунок 6.30 – Схема вуглекислотної холодильної машини

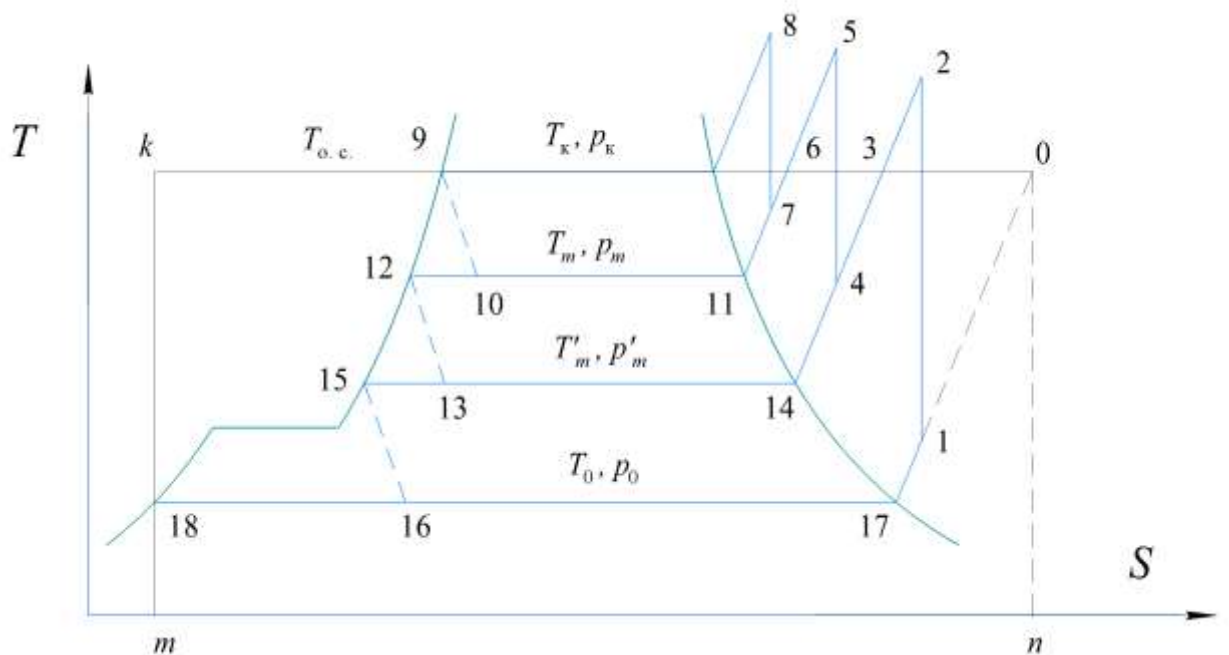


Рисунок 6.31 –  $T-s$  – діаграма вуглекислотної холодильної машини

Утворена пара поступає на всмоктування в компресор високого ступеня ПК3, де, після змішування з діоксидом вуглецю, що йде з теплообмінника середнього ступеня ТО3, стискається і поступає в конденсатор К. Рідина з промі-

жної посудини ППЗ дроселюється в дросельному вентилі ДР2 (процес 12-13). Утворена в процесі дроселювання пара в кількості  $(1-x_{10})x_{13}$  кг направляється в середню ступінь (стан пари визначається точкою 14). Рідина, стан якої визначається точкою 15, в кількості  $(1-x_{10})(1-x_{13})$  дроселюється в дросельному вентилі ДР1 (процес 15-16), при цьому утворюється  $(1-x_{10})(1-x_{13})x_{16}$  кг пари стану 17, яка йде на всмоктування в компресор низького ступеня ПК1, і  $(1-x_{10})(1-x_{13})(x_{16}-1)$  кг твердого діоксиду вуглецю в стані 18, котрий виводиться з машини за допомогою льодогенератора ЛГ [5].

На всмоктування компресора низького ступеня додається  $(1-x_{10})(1-x_{13})(x_{16}-1)$  кг пари ззовні, замість видаленої твердої фази [5].

### 3.6.5 Контрольні запитання

1. Пояснити причини переходу до багатоступінчастого стиснення
2. Навести основні методи визначення проміжного тиску
3. Обґрунтувати вибір проміжного тиску з умови мінімальної сумарної роботи компресора
4. Пояснити вибір проміжного тиску з умови максимального теоретичного холодильного коефіцієнта
5. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини зі змійовиковою посудиною і неповним проміжним охолодженням
6. Проаналізувати роботу холодильної машини зі змійовиковою проміжною посудиною та повним проміжним охолодженням
7. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини з теплообмінниками
8. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини з проміжним відбором пари з одноступінчастим гвинтовим компресором
9. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням

10. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням
11. Проаналізувати роботу двоступінчастої холодильної машини з двома випарниками
12. Проаналізувати роботу парової холодильної машини з одноступінчастим компресором і пароструменевим апаратом
13. Проаналізувати роботу трьохступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням
14. Проаналізувати роботу вуглекислотної холодильної машини

### **3.7 КАСКАДНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ**

#### **3.7.1 Сфера застосування каскадних холодильних машин**

Каскадні холодильні машини – це доцільний вибір у випадках, коли температура випаровування дуже низька (нижче  $-60^{\circ}\text{C}$ ), коли тиски конденсації є такими, що, в раціональних границях, один і той же холодоагент має високий питомий об'єм при дуже малих температурах, що вимагають великих компресорів. Тиск випаровування може бути нижче атмосферного, що може спричинити проникнення в систему вологи та повітря. Іншими словами, коли різниця температур середовища, яке повинно бути охолоджене та навколишнього середовища є надто високою щоб, працювати з одним холодоагентом, доцільно використовувати різні холодоагенти на різних стадіях [1].

Отже, в каскадних холодильних машинах використовується дві (чи декілька) робочих речовин. Одна з них – робоча речовина високого тиску (низькотемпературна робоча речовина). Як вже зазначалося, це пов'язано з тим, що теоретичний об'єм компресора, що працює при низькому тиску значно більший, ніж у компресорів, що працюють при більш високому тиску. Так, наприклад, в двоступінчастих холодильних машинах це відношення становить 3–4 і чим ни-

жчий тиск, тим більший теоретичний об'єм компресора першого ступеня, а це веде до зростання капітальних витрат, збільшує потужність тертя компресора. Крім того, при зниженні тиску всмоктування, газодинамічні втрати в клапанах стають близьким за порядком до роботи стиснення компресора. Це також погіршує енергетичну ефективність холодильної машини. Одним з методів зниження теоретичного об'єму компресорів низького ступеня та потужності приводу компресора є використання робочих речовин низького тиску. Однак, при температурі навколишнього середовища тиск конденсації у таких робочих речовин надмірно високий, тому використання їх в циклах двоступінчастих чи трьохступінчастих холодильних машин ускладнено. Тому такі робочі речовини застосовують лише в каскадних холодильних машинах [5].

### **3.7.2 Найпростіша каскадна холодильна машина**

Схема і цикл такої холодильної машини показані на рисунках 7.1 та 7.2. Машина складається з двох одноступінчастих холодильних машин, які називаються верхньою і нижньою гілками каскаду. В нижній гілці каскаду використовується робоча речовина високого тиску, отримуючи теплоту у випарнику В від охолоджуваного середовища, кипить (процес 4-1), пара стикується в компресорі ПК2 (процес 1-2), охолоджується і конденсується в конденсаторі-випарнику КВ (процес 2-3), а потім дроселюється в дросельному вентилі ДР2 (процес 3-4) [5].

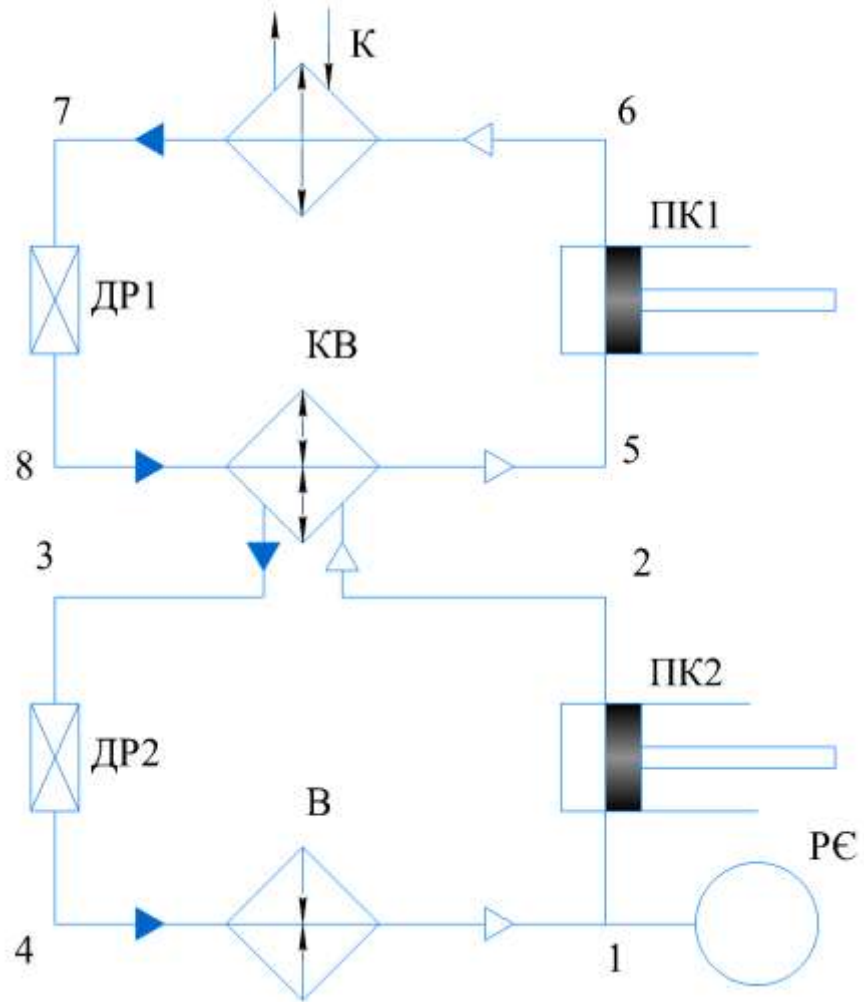


Рисунок 7.1 – Схема найпростішої каскадної машини

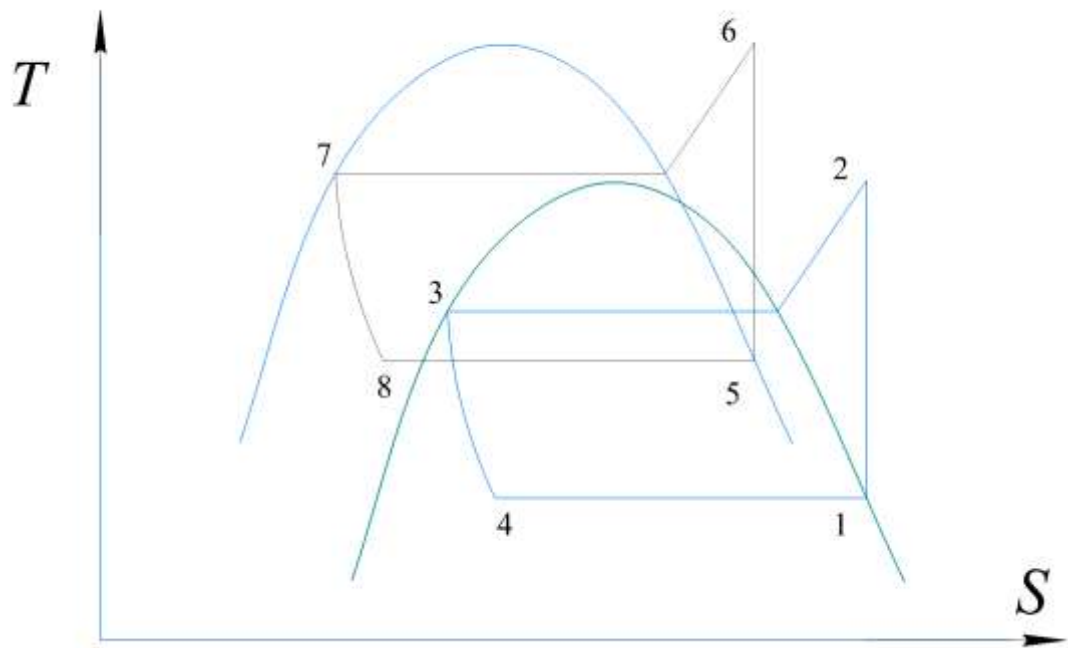


Рисунок 7.2 –  $T-s$  діаграми в гілках найпростішої каскадної холодильної машини

Теплота конденсації робочої речовини відбирається робочою речовиною холодильної машини верхньої гілки каскаду – як правило, це робоча речовина середнього тиску, яка кипить в конденсаторі-випарнику. Пара робочої речовини верхньої гілки каскаду стискується компресором ПК1 (процес 5-6), потім робоча речовина верхньої речовини каскаду направляється в конденсатор К (процес 7-8), дроселюється в дросельному вентилі ДР1 (процес 7-8) і поступає в конденсатор-випарник. Таким чином, робоча речовина в машині нижнього ступеня каскаду здійснює цикл 1-2-3-4, а у верхній гілці каскаду – цикл 5-6-7-8, і ці машини об'єднані конденсатором-випарником [5].

### **3.7.3 Каскадна холодильна машина з теплообмінниками**

На рисунку 7.3 - 7.5 показані схема та цикл холодильної машини з теплообмінниками. Ця машина призначена для роботи при температурах кипіння від  $-70^{\circ}\text{C}$  до  $-90^{\circ}\text{C}$ . В нижній гілці каскаду застосовується фреон R13. Пара робочої речовини виходить з випарника В у стані 8, поступає в теплообмінник ТО1, де перегрівається до температури  $-50^{\circ}\text{C} \dots -30^{\circ}\text{C}$  (процес 8-9) за рахунок більш теплої рідини, що йде з конденсатора-випарника КВ. Подальше перегрівання до стану 1 (температури  $-15^{\circ}\text{C} \dots 0^{\circ}\text{C}$ ) відбувається в теплообміннику ТО2 за рахунок гарячої пари, що йде з компресора нижньої гілки каскаду ПК1. Це перегрівання веде до збільшення роботи з компресора, але, з іншого боку, відбувається зменшення теплового потоку на конденсатор-випарник, що веде до деякого зниження температури кипіння в верхній гілці каскаду та температури конденсації в нижній гілці каскаду. Застосування теплообмінника ТО2 має сенс лише в тому випадку, якщо встановлений теплообмінник ТО3, котрий охолоджується водою. В іншому випадку зростає тепловий потік на конденсатор-випарник че-

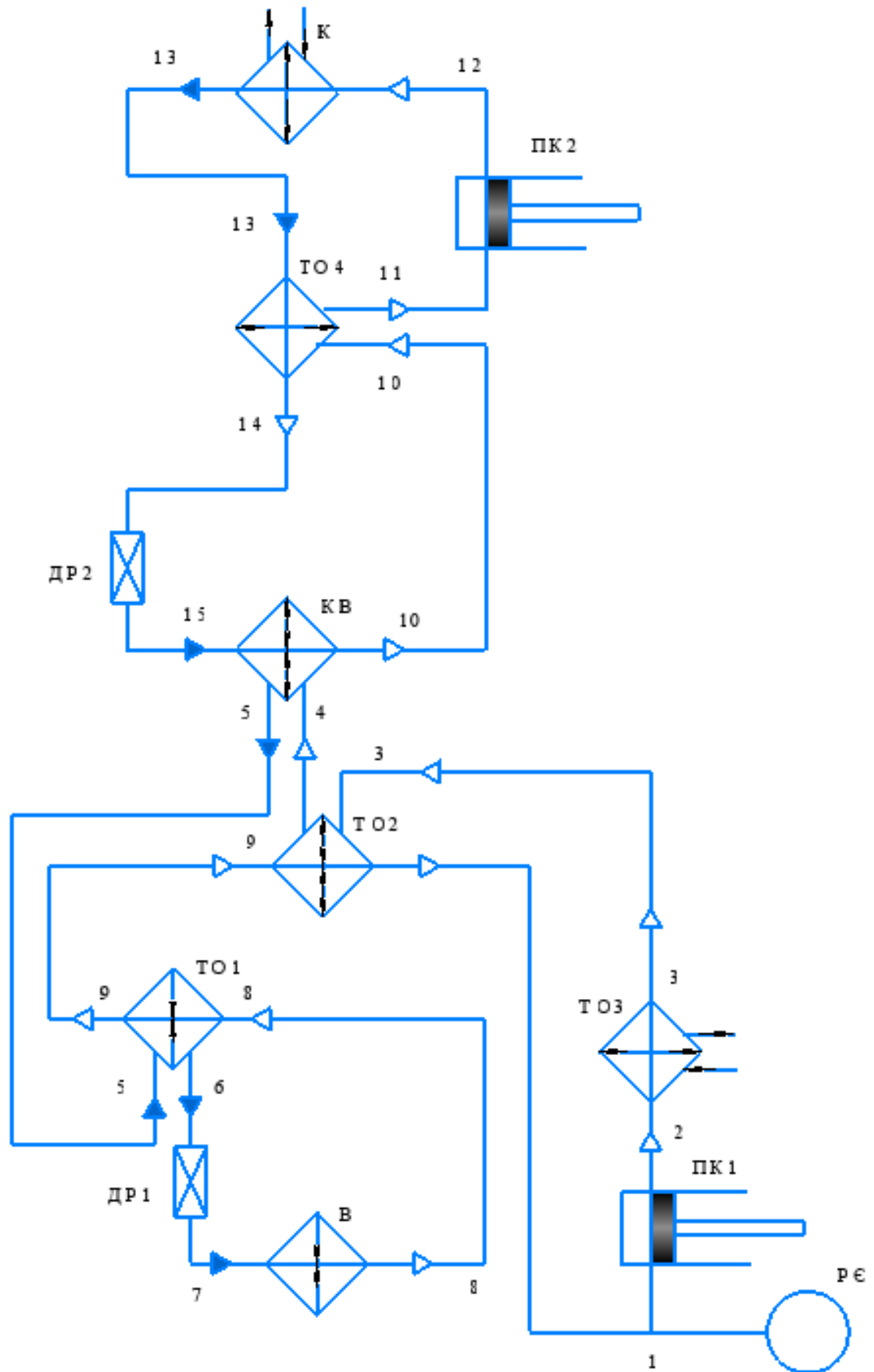


рез зменшення роботи стиснення більше перегрітої пари. Перегрівання парів робочої речовини в теплообміннику ТО2 покращує температурний режим роботи компресора, оскільки всмоктування в компресор пари з низькою температурою може призвести до температурних деформацій деталей компресора [5].

Доцільність теплообмінника ТО1 пояснюється тим, що в цьому теплообміннику за рахунок холодної пари охолоджується рідка робоча речовина перед дросельним вентиляем, а це збільшує питому холодопродуктивність і зменшує необоротні втрати циклу. Щоправда, за наявності такого теплообмінника виникають деякі експлуатаційні труднощі, наприклад, закипання рідини від контакту з теплою парою, що йде з випарником в період пуску. Однак це явище суттєво не збільшується в період пуску [5].

Таким чином, виключити теплообмінник ТО1 зі схеми недоцільно. У верхній гілці каскаду застосовують фреон R22. Цей каскад представляє собою одноступінчасту холодильну машину з регенеративним теплообмінником. Для того, щоб під час простою тиск в машині нижньої гілки каскаду надмірно не збільшувався, в схемі передбачена розширювальна ємність РЄ [5].

Як видно з рисунків 7.3–7.5, схема каскадної машини складніша, ніж розглянуті в розділі 6 схеми двоступінчастих холодильних машин. Складність схеми та наявність конденсатора випарника є недоліком каскадних машин: з одного боку конденсатор-випарник значно збільшує вартість машини, а з другого, як вже зазначалося раніше, через наявність необоротності в процесі теплообміну знижується коефіцієнт оборотності циклу, тобто зростають експлуатаційні витрати [5].



**Рисунок 7.3 – Схема каскадної холодильної машини з теплообмінниками**

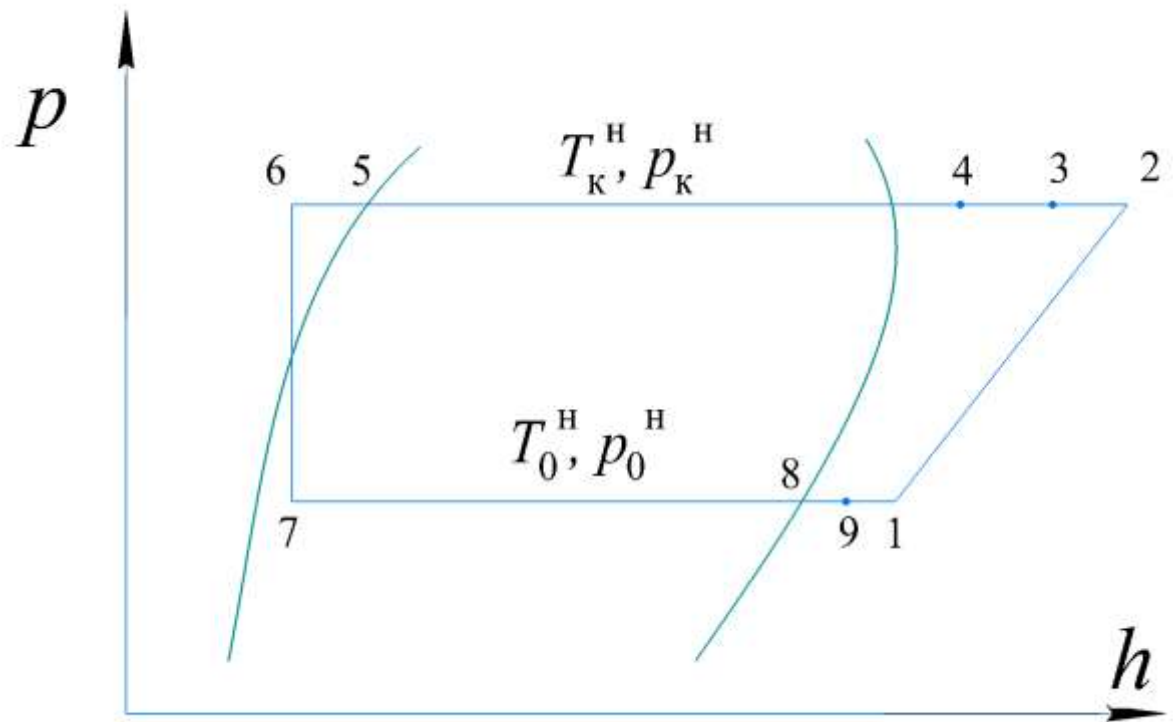


Рисунок 7.4 –  $P$ - $h$  діаграма нижньої гілки каскадної холодильної машини з теплообмінниками

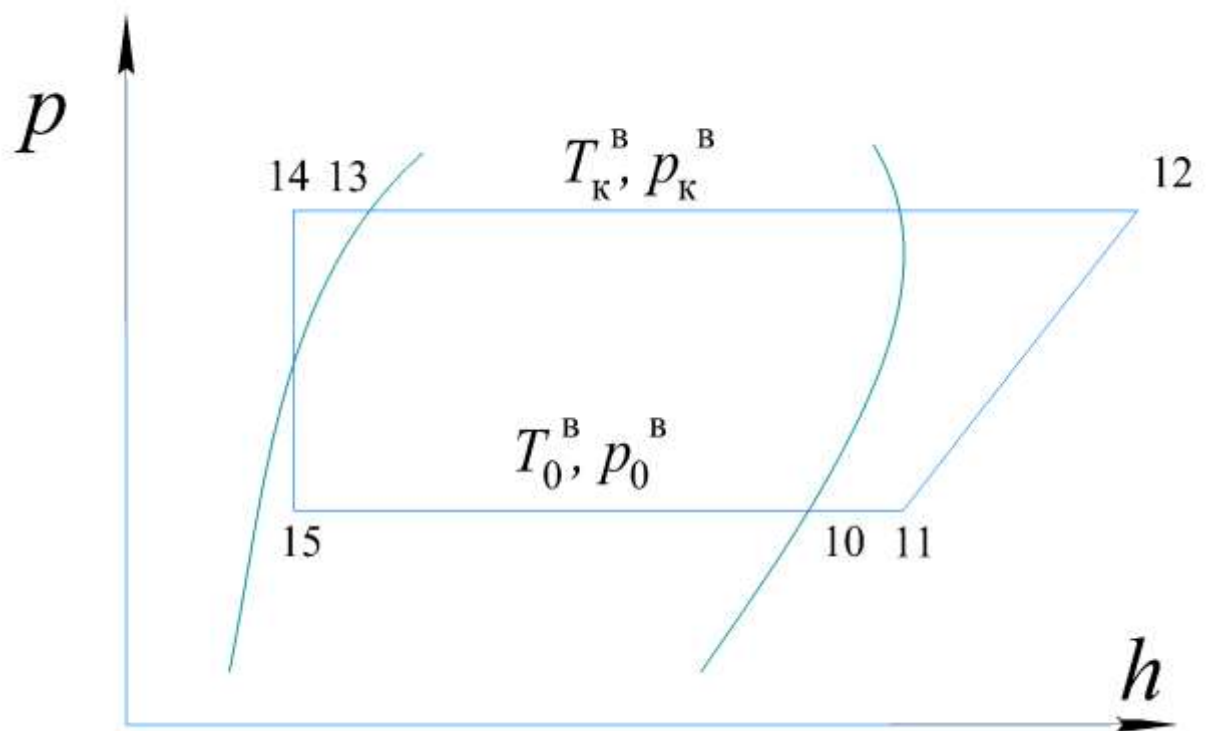


Рисунок 7.5 –  $P$ - $h$  діаграма верхньої гілки каскадної холодильної машини з теплообмінниками

### 3.7.4 Контрольні запитання

1. Охарактеризувати сфера застосування каскадних холодильних машин
2. Пояснити принцип роботи найпростішої каскадної машини
3. Проаналізувати роботу каскадної холодильної машини з теплообмінниками

## 3.8 ІНШІ ХОЛОДИЛЬНІ СИСТЕМИ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В ПРОМИСЛОВОСТІ

### 3.8.1 Абсорбційні холодильні системи

В промисловості використовуються дві основні абсорбційні холодильні системи: бромід літію-вода та аміак-вода. Застосування системи бромід літію – вода обмежена температурами замерзання (тобто може працювати при вищих температурах) оскільки в якості холодоагенту використовується вода. В той же час в системі вода-аміак – холодоагентом є аміак, який відповідно може бути застосований для нижчих температур [1].

Цикл з бромідом літію одиничного ефекту та непрямой дії показаний на рисунку 8.1.

Машина містить п'ять основних компонентів [1]:

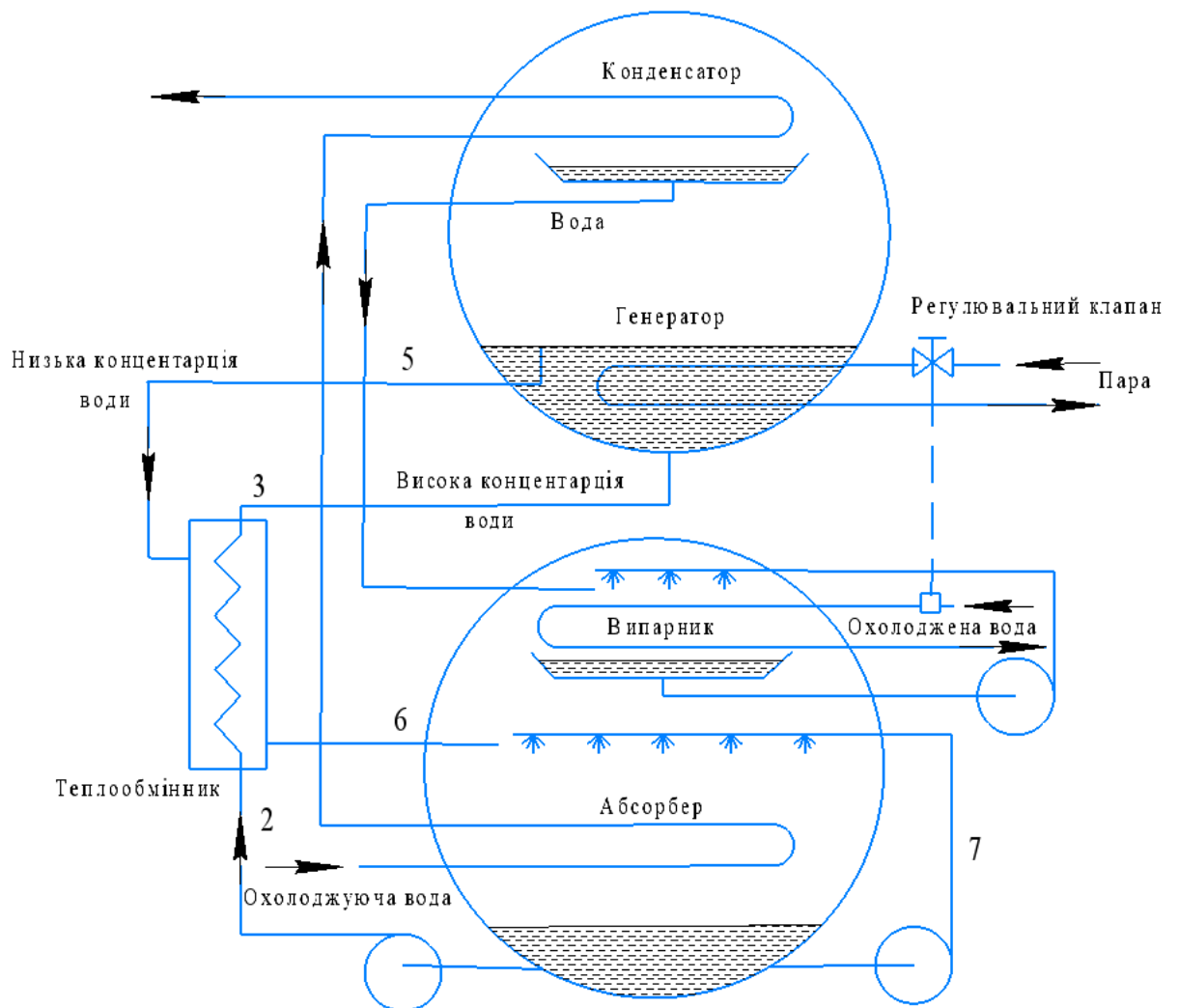
**Випарник** – це теплообмінник, де холодоагент (вода) випаровується (будучи розпиленим над трубами) через низький тиск в посудині. Внаслідок випаровування, охолоджується вода в середині труб, яка нагрівається від зовнішньої системи, що охолоджується.

**Абсорбер** – це компонент, де міцний абсорбційний розчин використовується для поглинання парів води, виділеної у випарнику. Насос розчину розпи-

лює бромід літію над трубною секцією абсорбера. Прохолодна вода проходить крізь труби приймаючи холодильне навантаження, теплоту розведення, теплоту для охолодження сконденсованої води та теплоту для охолодження розчину.

**Теплообмінник** використовується для покращення ефективності циклу, зменшуючи споживання пари та сконденсованої води.

**Генератор** – це компонент, де теплота вноситься у систему в трубному просторі та використовується для відновлення концентрації розчину шляхом випаровування парів води, поглинутих в абсорбері.



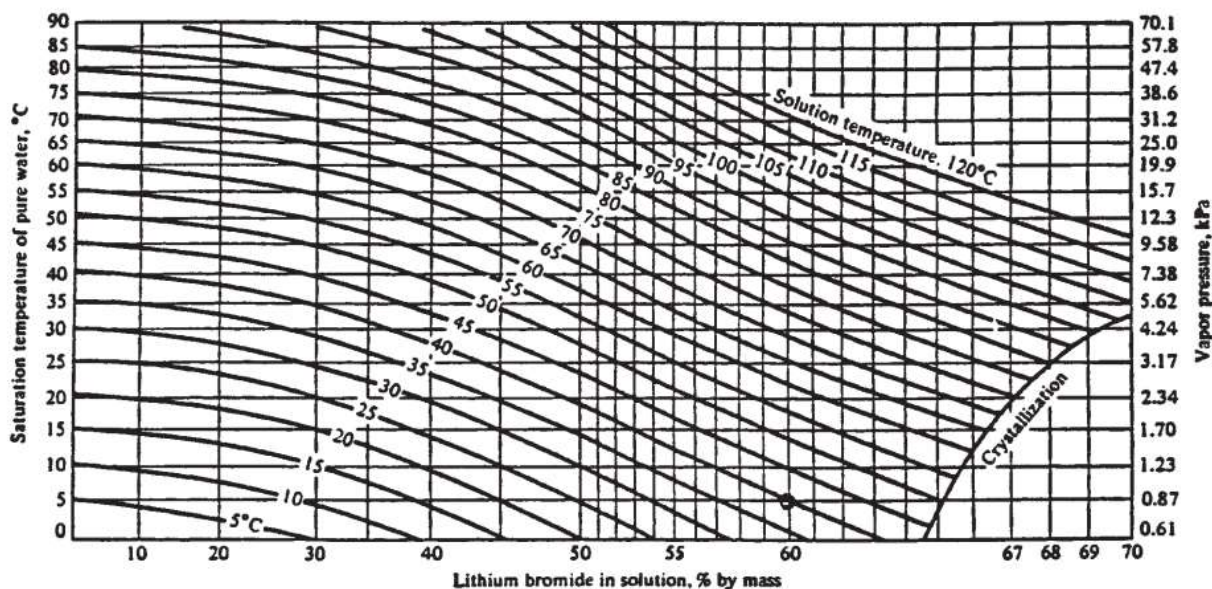
**Рисунок 8.1 – Цикл двокорпусної абсорбційної холодильної установки системи бромід літію – вода**

**Конденсатор** – це елемент, де пара, випарювана в генераторі, конденсується, внаслідок чого отримують чисту воду (холодоагент) для завантаження до випарника.

Теплота, що подається до генератора випаровує слабкий (розбавлений) розчин абсорбенту з протилежного боку труб. Випарювана вода конденсується зовні труб конденсатора. Вода, що використовується для охолодження конденсатору, зазвичай охолоджується в охолоджуючих баштах (градирнях). Конденсатор та генератор розташовані в одній посудині, в якій підтримується абсолютний тиск 6 кПа. Конденсат води проходить через крапельловлювач та потрапляє у випарник. Холодоагент (вода) кипить у трубах випарника та охолоджує потік води, що вносить холодильне навантаження. Холодоагент, що не випаровувався, тече до циркуляційного насосу для подальшого розпилення над трубами випарника. Розчин з високою концентрацією води, входить у генератор, де випаровується вода та зростає концентрація броміду літію. Отриманий міцний розчин абсорбенту (розчин з низькою концентрацією води) виходить з генератора та подається до теплообмінника. Тут потік з високою концентрацією води, що тече до генератора, охолоджує потік розчину з низькою концентрацією, що тече до вторинної посудини. Розчин з низькою концентрацією води розподіляється над абсорбційними трубами. Абсорбер та випарник розташовані в одній посудині, тому холодоагент випаровується у трубах випарника та легко абсорбується розчином абсорбенту. Тиск у другій посудині в ході роботи становить 7 кПа (абсолютний). Теплота абсорбції та розбавлення вилучається охолоджуваною водою. Результуючий розчин з високою концентрацією подається через теплообмінник до генератора, завершує цикл. Теплообмінник збільшує ефективність системи попереднім нагріванням, тобто, зменшує кількість теплоти, яка повинна бути додана до висококонцентрованого розчину води перед тим, як він почне випаровуватися в генераторі [1].

Робота абсорбційної машини аналізується з використанням діаграми рівноваги бромід-літію-вода, яка показано на рисунку 8.2. Тиск пари побудований як функція від масової концентрації броміду літію в розчині. Відповідна температура насичення для даного тиску пари показана на лівому боці діаграми. Лі-

нія в нижньому правому куті є лінією кристалізації. Вона показує точку, в якій розчин почне змінюватися від рідини до твердого тіла, і це є границею циклу. Якщо розчин стає пересиченим, цикл абсорбції буде перерваний через кристалізацію та потужність не буде відновлена, доки установка не буде очищена від твердого матеріалу. Це, зазвичай, потребує додавання теплоти до зовнішнього боку теплообмінника та нагнітання розчину насосом [1].



**Рисунок 8.2 – Діаграма температура-тиск-концентрація насиченого розчину броміду літію у воді [1]**

Діаграма на рисунку 8.3 представляє дані ентальпії для розчину броміду літію в воді, які необхідні для теплових розрахунків циклу. Ентальпії для води та водяної пари можуть бути визначені з таблиць властивостей води. Дані на рисунку 8.3 можуть бути застосовані для насиченого або переохолодженого розчину та ґрунтуються на нульовій ентальпії рідкої води при 0°C та нульовій ентальпії твердого броміду літію при 25°C. Оскільки нульова ентальпія для води в розчині є такою ж як в традиційних таблицях властивостей води, таблиці властивостей води можуть бути використані в поєднанні з діаграмою на рисунку 8.3 [1].

Холодильний коефіцієнт абсорбційного циклу визначається за тим же самим принципом, що для парокомпресійних машин, тобто відношенням кількос-

ті теплоти, що відбирається (корисний ефект) до кількості теплоти, що подається в генератор (витрати енергії) [1]:

$$\varepsilon_{\text{abs}} = \frac{Q_0}{Q_{\text{gen}}} \quad (8.1)$$

Але слід відзначити, що в знаменнику для  $\varepsilon_{\text{abs}}$  стоїть теплота, тоді як для парокомпресійного холодильного циклу – робота. Оскільки ці дві форми енергії не еквівалентні,  $\varepsilon_{\text{abs}}$  не такий низький (0,6-0,8) як він здається порівняно з  $\varepsilon$  для парокомпресійних машин (2,5–3,5) [1].

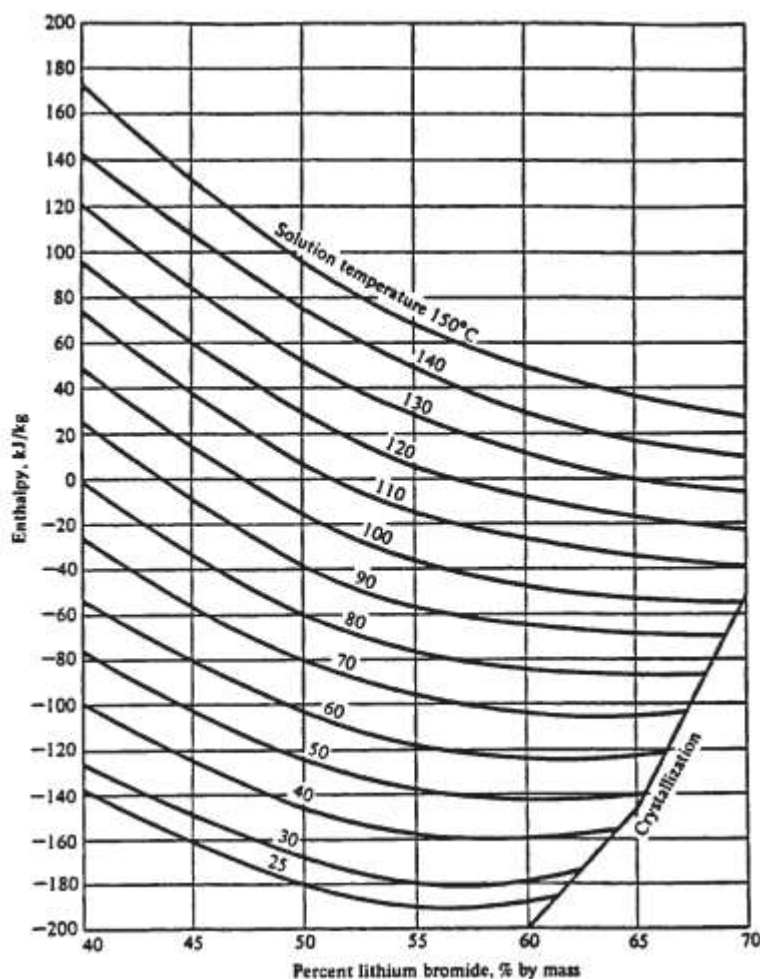
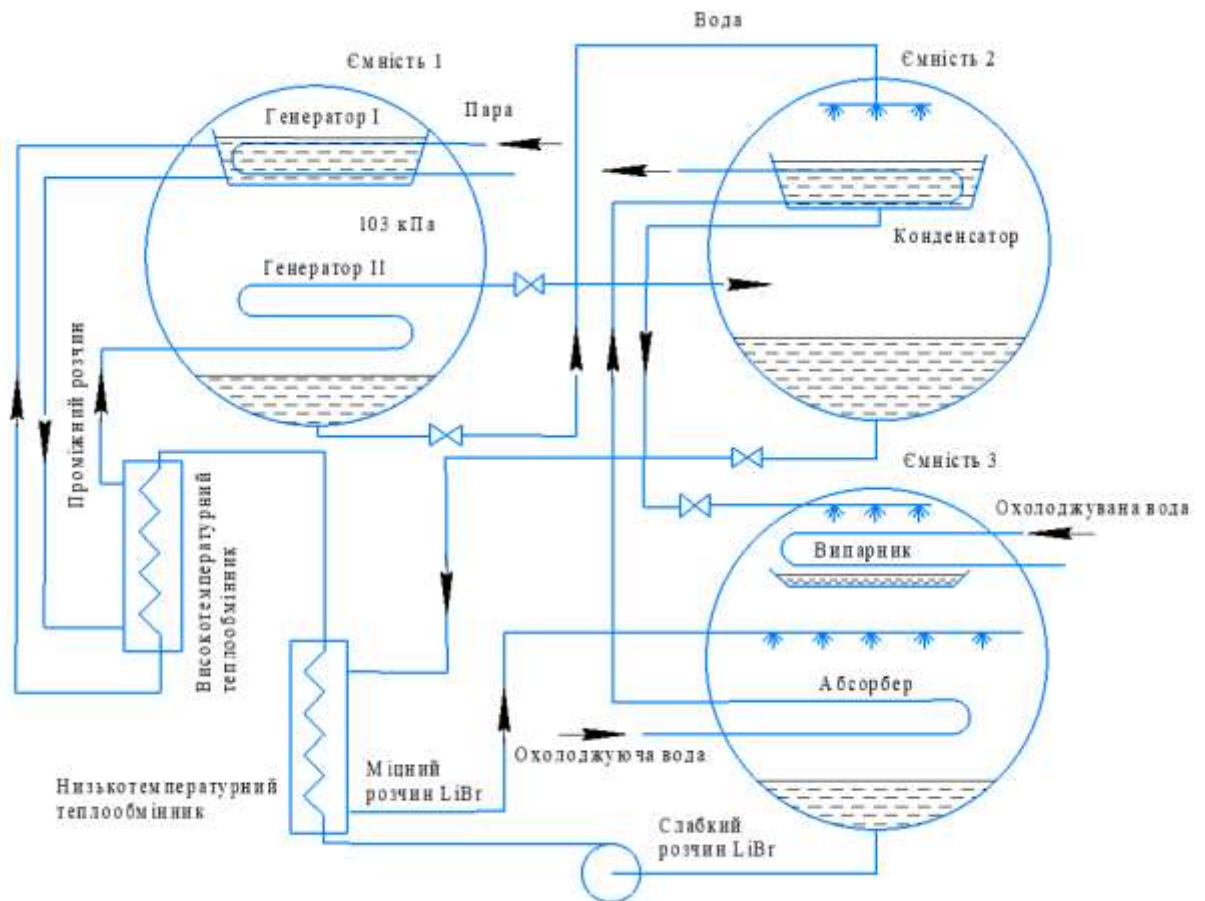


Рисунок 8.3 – Ентальпія для розчину броміду літію у воді

Абсорбційна установка з подвійним ефектом показана на рисунку 8.4. Всі основні компоненти та робота двостадійної абсорбційної машини аналогічні до одностадійної машини. Перший генератор, розташований в посудині 1, використовує зовнішнє джерело теплоти для випаровування води з розбавленого розчину абсорбенту (висока концентрація води). Пара води самочинно тече до ге-



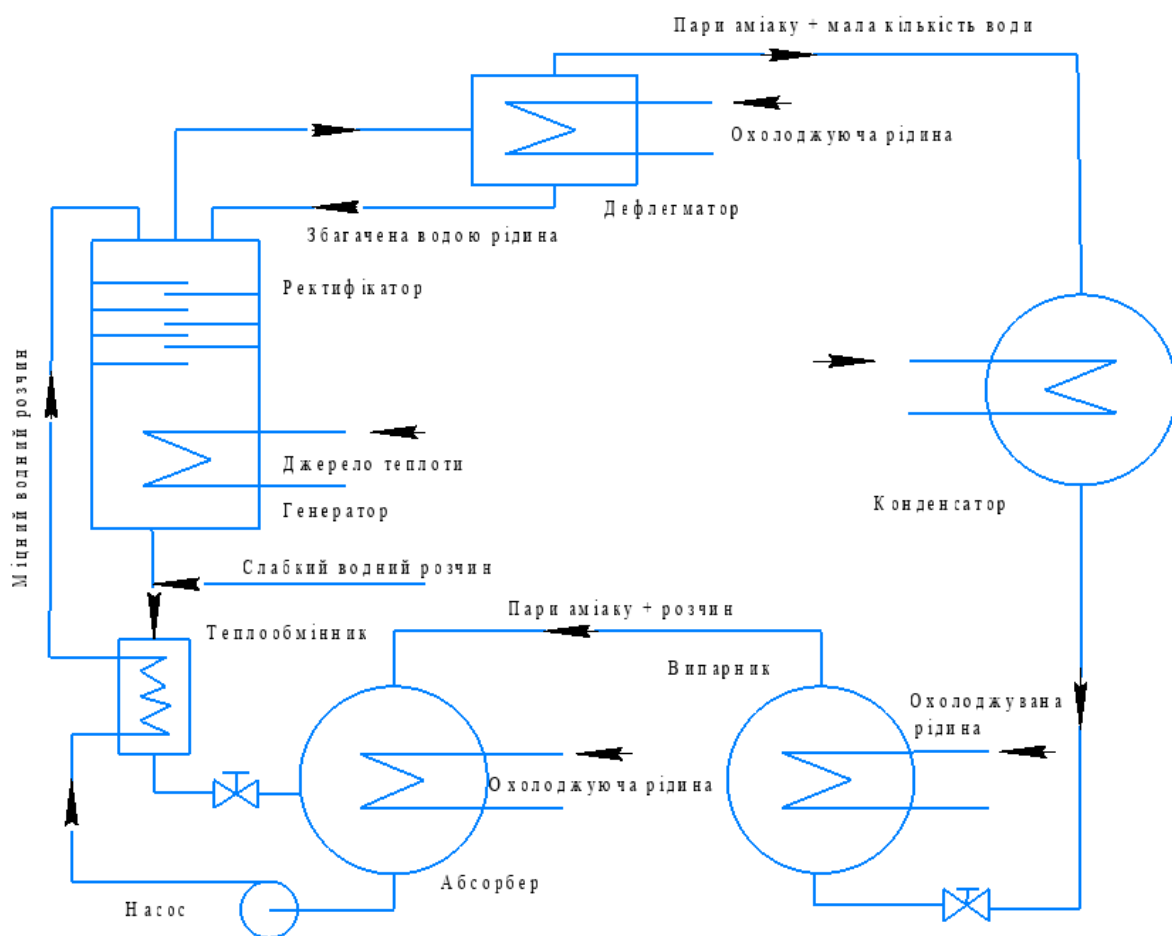
нератора II, де вона конденсується на трубах. Проміжний розчин абсорбенту (LiBr) з генератора I буде проходити через теплообмінник на шляху до генератора II, де він нагрівається за рахунок конденсації водяної пари. Дросельний клапан зменшує тиск з посудини 1 (близько 103 кПа (абсолютного)) до тиску в посудині 2. Після зменшення тиску певна кількість води в розчині переходить в пару, яка зріджується в конденсаторі. В високотемпературному теплообміннику проміжний розчин нагріває потік слабкого (висока концентрація води) розчину з низькотемпературного теплообмінника. В низькотемпературному теплообміннику міцний розчин охолоджується перед тим, як потрапити в абсорбер. Тиск в абсорбері такий самий, як у випарнику. Двостадійна абсорбційна холодильна установка дозволяє досягти вищих значень холодильного коефіцієнтів, ніж одностадійна [1].



**Рисунок 8.4 – Двостадійна абсорбційна установка**

Аміачно-водна абсорбційна система екстенсивно використовувалася до 1950-х, коли почали розвиватися установки на основі системи бромід літію -

вода. Рисунок 8.5 показує спрощену схему аміачно-водного абсорбційного циклу. Холодоагентом є аміак, та абсорбентом є розбавлений водний розчин аміаку. Система аміак-вода використовує різне обладнання порівняно з системою вода-бромід літію, що є основною відмінністю. Вода (тут абсорбент) є також легкою, тому регенерація слабкого водного розчину до сильного водного розчину здійснюється фракційною дистиляцією. Різні холодоагенти (аміак) спричиняє відмінні, значно вищі тиски: близько 1100-2100 кПа (абсолютний) в конденсаторі [1].



**Рисунок 8.5 – Спрощений аміачно-водний абсорбційний цикл**

Пара аміаку з випарника та слабкий водний розчин з генератора контактують в абсорбері з утворенням міцного водного розчину. Міцний водний розчин далі розділяється в ректифікаційній установці, в результаті чого утворюється аміак з деяким вмістом парів води та дуже міцний водний розчин в кубі, який також називається генератором. В генератор поступає теплота від зовніш-

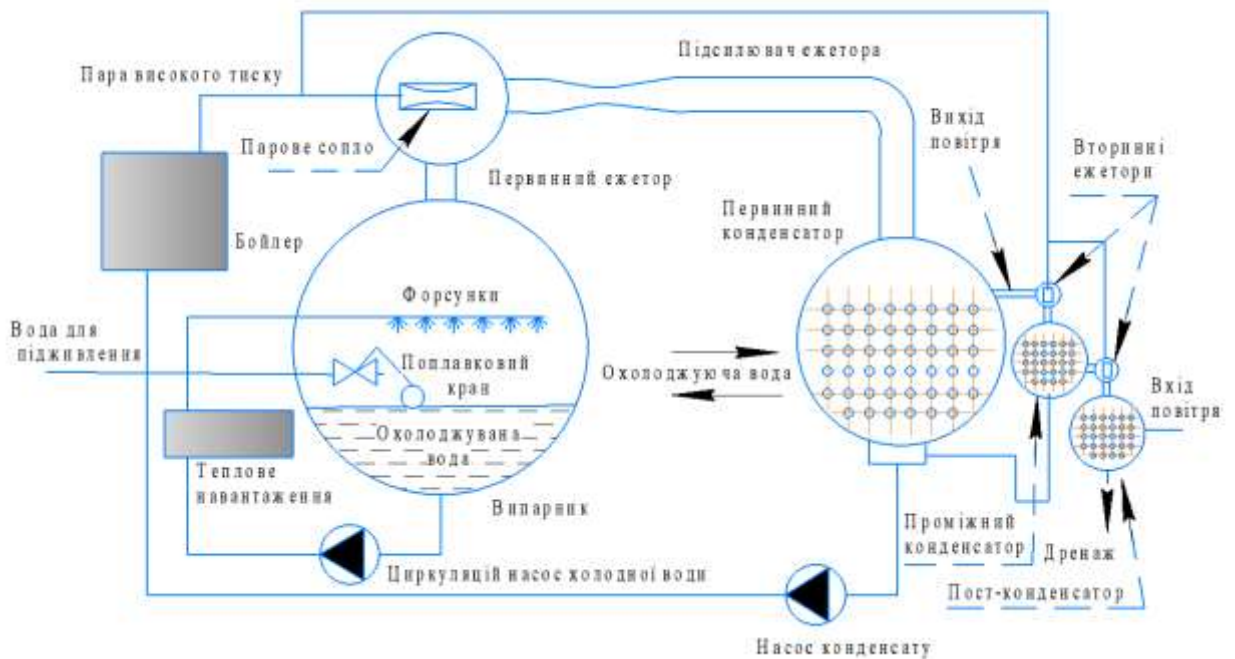
нього джерела, внаслідок чого випаровується аміак та слабкий розчин повертається до абсорбера. На шляху до абсорбера потік слабого розчину проходить крізь теплообмінник, нагріваючи міцний розчин з абсорбера на шляху до ректифікаційної установки. Інший потік, переважно пари аміаку, але з деяким вмістом парів води рухаються до конденсатора. Щоб вилучити воду так сильно, наскільки це можливо, пара з ректифікаційної установки проходить крізь дефлегматор, де додатково охолоджується. Після дефлегматора пари аміаку з невеликим домішками води проходять крізь конденсатор, де конденсуються та охолоджуються, далі дроселюються і потрапляють у випарник, де киплять, відбираючи теплоту від охолоджуваного середовища. Після цього, пари аміаку повертаються в абсорбер і цикл повторюється [1].

Аміачно-водний модуль може бути організований для одностайної чи каскадної двостадійної роботи. Перевагою двостадійної роботи є те, що вона створює можливість утилізації лише частини теплоти на вищому та залишок на нижньому температурному рівні, але зростає величина капітальних витрат та витрати теплоти [1].

Аміачно-водні та бромідно літієво-водні системи працюють з порівняними ККД. Аміачно-водні системи здатні досягати температур випаровування нижче  $0^{\circ}\text{C}$ , оскільки холодоагентом є аміак. Перевагою бромідно літієво-водних систем є те, що вони потребують менше обладнання та працюють при нижчих тисках. Але це також може бути недоліком, оскільки тиск нижчий за атмосферний, що спричиняє інфільтрацію повітря в систему, яка повинна періодично очищатися. Через проблеми з корозією в системах бромід літію-вода повинні бути використані спеціальні інгібітори. Інфільтрація повітря в системах аміак-вода також можлива, але коли температура випаровування нижче  $-33^{\circ}\text{C}$ . Це може призвести до утворення корозійно активного карбонату амонію [1].

### 3.8.2 Пароструменеві (ежекторні) системи

В таких системах механічні компресори замінюються ежекторами. Оскільки холодоагентом є вода, підтримка температур, нижче за навколишнє середовище вимагає, щоб тиск води у випарнику був меншим за атмосферний. Типова схема пароструменевого холодильного циклу показана на рисунку 8.6 [1].



**Рисунок 8.6 – Ежекторний (пароструменевий) холодильний цикл (з конденсатором поверхневого типу)**

Основними компонентами пароструменевих холодильних систем є [1]:

1. *Основний паровий ежектор*. Кінетичний пристрій, який використовує кількість руху високошвидкісного сопла, щоб приймати та пришвидшувати середовище, що рухається повільніше і направляється в пристрій. Потік високого тиску подається в сопло ежектора. Пара розширюється, в той час як протікаючи через сопло швидкість різко зростає. Швидкість потоку на виході з сопла близько 1200 м/с. Через таку високу швидкість, свіжа пара з ємності неперервно прямує до рухомого потоку. Суміш парів після цього входить в секцію дифузо-

ра, де швидкість поступово зменшується через зростання площі поперечного перерізу. Енергія високошвидкісного потоку стискує пару при її проходженні через дифузор, збільшуючи її температуру вище температури конденсатора охолоджуючої води [1].

2. *Конденсатор*. Компонент системи, де пара конденсується та вилучається теплота. Кількість вилученої теплоти становить [1]:

$$Q_{\text{cond}} = (W_s + W_w)r \quad (8.2)$$

де  $Q_{\text{cond}}$  – вилучена теплота, кВт;

$W_s$  – масова витрата первинної пари, кг/с

$W_w$  – масова витрата затягнутих парів, кг/с

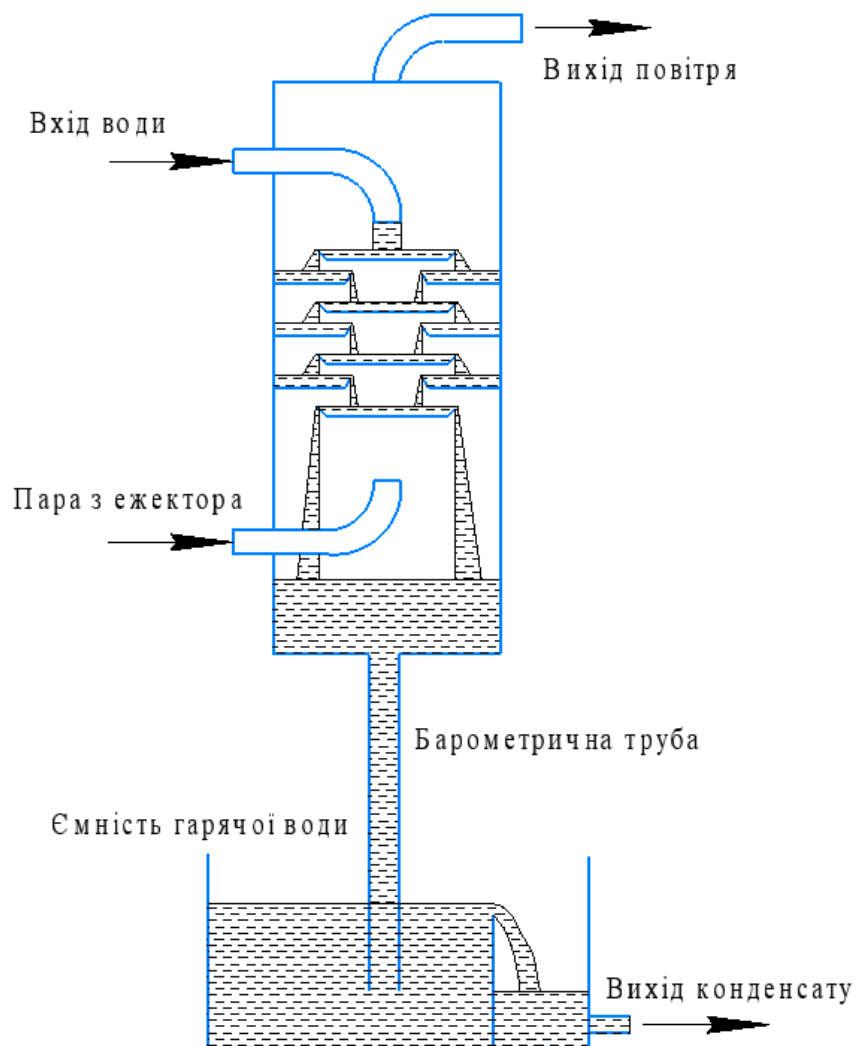
$r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг.

Конструкція конденсатора, площа поверхні та якість охолоджуючої води повинні визначатися, ґрунтуючись на найвищій температурі охолоджуючої води, яка імовірно може виникати. Якщо вхідна температура охолоджуючої води вища за проектну, первинний прискорювач (ежектор) може перестати функціонувати, через зростання тиску в конденсторі [1].

Можуть бути використані два типи конденсаторів: поверхневі конденсатори (показані на рисунку 8.6) та барометричні струменеві конденсатори (рисунок 8.7). Поверхневі конденсатори мають кожухотрубну конструкцію з подачею води в труби та конденсацією пари на зовнішній поверхні. В струменевих конденсаторах, конденсуюча вода та пара, що конденсується, безпосередньо змішуються, тому немає труб. Струменевий конденсатор може бути барометричного чи низькорівневого типу. Барометричний конденсатор потребує висоту труби в 10 м вище рівня води в ємності гарячої води. Необхідна стічна труба такої висоти, щоб конденсаційна вода та конденсат могли стікати під дією гравітації. В низькорівневих струменевих конденсаторах стічна труба усунена, і виникає необхідність вилучати конденсаційну воду та конденсат нагнітанням з конденсатора до ємності гарячої води. Основною перевагою струменевого конденсатора є низькі витрати на обслуговування з відсутністю труб, та той факт,

що вода для конденсації може використовуватися з різним ступенем чистоти [1].

3. *Випарник*. Це випарники ежекторної системи та вони зазвичай є посудинами великого об'єму, де великі поверхні води необхідні для ефективної охолоджуючої дії при випаровуванні. Тепла вода, що повертається з процесу, розпилюється в випарній камері через форсунки (іноді необхідний каскад для мінімізації контактної поверхні, які менш чутливі до проблеми перевантаження) та охолоджений залишок перекачується з дна до форсунок [1].



**Рисунок 8.7 – Барометричний конденсатор для пароструменевої системи**

При перекритті подачі пари на один ежектор групи, необхідно вживати заходів для уникнення вирівнювання тиску в конденсаторі та випарній ємності

зі значенням тиску в ежекторі. Для таких цілей іноді використовують випарну ємність, розділену на частини. За цією схемою, забезпечується розділення так, що кожне сопло працює зі своєю власною ємністю для випарювання [1].

Поплавковий клапан встановлюється для контролю подачі промивної води для заміни випаровуваної. Випарник повинен бути ізольований [1].

### **3.8.2.1 Застосування**

Пароструменеве охолодження прийнятне до практичного застосування у таких випадках [1]:

1. Процесів, де пряме випарювання використовується для концентрації або висушування теплочутливих харчових та хімічних продуктів, де окрім усунення теплообмінника, важливою перевагою є збереження якості продукту.

2. Там, де дозволяється використання жорсткої чи навіть морської води для вилучення теплоти, наприклад для адсорбції газів ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{ClO}_2$  ...) в охолоджуваній воді (десорбція забезпечується одночасно з охолодженням), коли використовується барометричний конденсатор прямої дії.

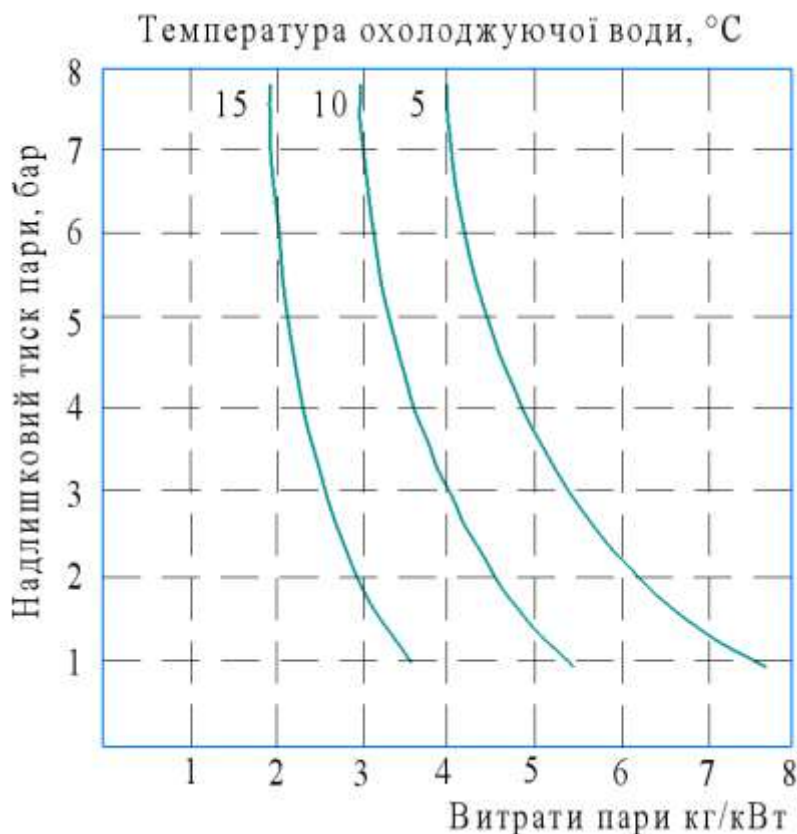
Незважаючи на те, що вони прості, міцні, надійні, дешеві у обслуговуванні, та не мають вібрацій, пароструменеві системи не мають широкого використання для охолодження води для кондиціонування повітря через характеристики циклу [1].

### **3.8.1.2 Фактори, що впливають на холодопродуктивність**

Ежекторні (пароструменеві) установки стають економічно привабливими, коли відбувається охолодження відносно високотемпературної охолоджувальної води з джерелом скидної пари з тиском біля 7 бар (0,7 МПа) та використовується відносно прохолодна вода для конденсації. Фактори, пов'язані з холодопродуктивністю пароструменевих установок, включають такі [1]:

1. *Тиск пари.* Основне сопло може працювати з тисками пари від 0,15 бар (0,015 МПа) до 7 бар (0,7 МПа) надлишку. Кількість необхідної пари різко зро-

стає зі зниженням тиску пари (рисунок 8.8). Найкраще відношення пари досягається з тиском біля 7 бар (0,7 МПа). Вище цього тиску зміна в кількості необхідної пари стає практично нехтовною. Ежектори повинні бути сконструйовані для найвищих доступних тисків пари, щоб мати перевагу меншого споживання тиску для різних вхідних тисків пари.



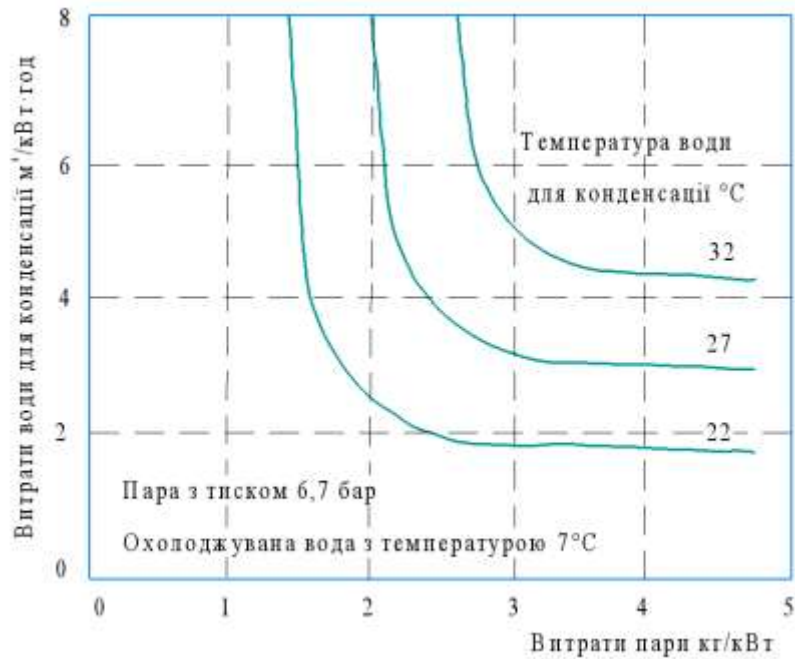
**Рисунок 8.8 – Вплив тиску пари на витрати пари при температурі конденсації 38°C [1]**

Вторинна ежекторна система, що використовується для вилучення повітря, потребує тиску пари в 2,5 бар (0,25 МПа) або вище. Коли доступний тиск пари нижчий за цей, вакуум-насос з електричним приводом використовується як кінцевий вторинного ежектора, так і для всієї вторинної групи. Вторинний ежектор зазвичай вимагає 0,2-0,3 кг/год пари на кВт холодопродуктивності.

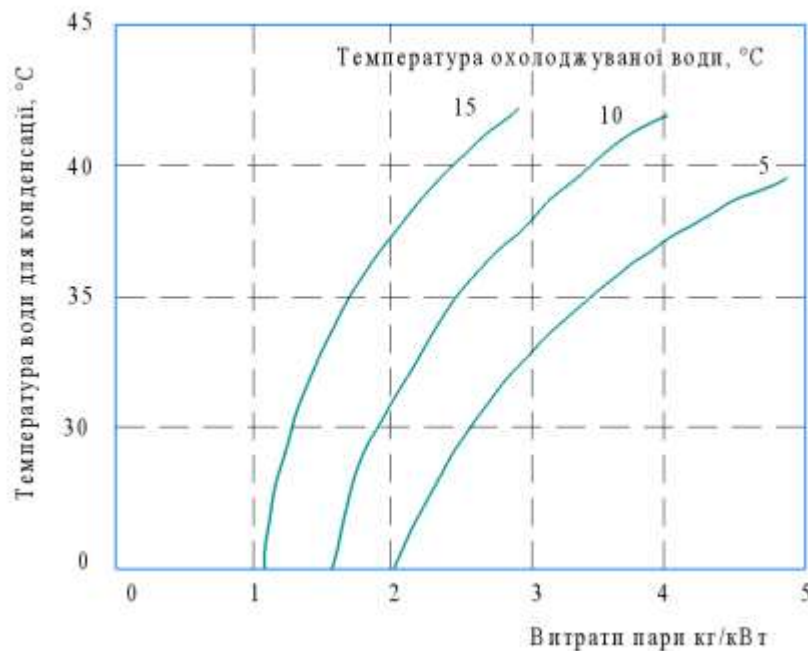
2. *Температура води для конденсації.* В порівнянні з іншими парокompре-сійними системами, пароструменеві машини вимагають відносно великих кількостей води для конденсації. Вища вхідна температура води вимагає більших витрат (рисунок 8.9). Тиск за температури конденсації води має важливий вплив



на кількість пари та на холодильний ефект, швидко зменшуючись з холоднішою температурою води для конденсації. Рисунок 8.10 представляє дані з кількості пари залежно від входу води для конденсації для даної температури охолоджуючої води та тиску пари.



**Рисунок 8.9 – Витрата пари залежно від витрат води для конденсації**



**Рисунок 8.10 – Витрата пари як функція від температури охолоджуючої води для типової ежекторної системи**

3. *Температура охолоджуючої води.* Якщо температура охолоджуючої води зменшується, відношення пара/охолоджуючий ефект також зменшується, отже збільшується температура конденсації та/або зростають витрати води для конденсації.

На відміну від інших холодильних систем, витрата охолоджуючої води не має особливого значення в конструкції ежектора, оскільки тут немає прямого теплообміну і жодного впливу швидкості у трубах випарника та відповідної різниці температур на інтенсивність теплообміну. Широкі варіації в температурі оборотної охолоджуваної води мають незначний вплив на ежекторне обладнання [1].

### **3.8.3 Контрольні запитання**

1. Пояснити принцип роботи двокорпусної абсорбційної холодильної установки системи бромід літію – вода
2. Проаналізувати роботу двостадійної абсорбційна установка
3. Проаналізувати аміачно-водний абсорбційний цикл
4. Проаналізувати ежекційний (пароструменевий) холодильний цикл (з конденсатором поверхневого типу)
5. Проаналізувати особливості обладнання ежекційних циклів
6. Пояснити фактори, що впливають на холодопродуктивність ежекційних машин

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Perry's Chemical Engineers' Handbook. New York: McGraw-Hill, 1997.
2. Ракицький В.Л., Петров В.В. Теоретичні основи холодильної техніки. Методичні вказівки для розв'язання задач з курсу «Теоретичні основи холодильної техніки» для студентів спеціальності 6.090200 – інженерна механіка. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 47 с.
3. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підручн. у 2 ч. Ч. 1. / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с. – Бібліогр.: с. 298-299.
4. Refrigeration and Air conditioning [Електронний ресурс]. – : [Електронні текстові дані]. – Електронні дані. – Режим доступу: [https://www.rajagiritech.ac.in/Home/mech/Course\\_Content/Semester%20VII/ME%20405%20Refrigeration%20and%20Airconditioning/Module%201.pdf](https://www.rajagiritech.ac.in/Home/mech/Course_Content/Semester%20VII/ME%20405%20Refrigeration%20and%20Airconditioning/Module%201.pdf) (дата звернення 20.09.2022) – Назва з екрана
5. Stoecker W. F (1998). Industrial refrigeration handbook. New York. McGraw-Hill. .
6. Dahm K. D., Visco D. P. (2015). Fundamentals of Chemical Engineering Thermodynamics. Stamford, Cengage Learning
7. Smith, J. M., van Ness, H. C. (2018). Introduction to chemical engineering thermodynamics. New York, McGraw-Hill.
8. Borgnakke C., Sonntag R. E. (2013). Fundamentals of Thermodynamics, New York, Wiley.
9. Matsoukas Th. (2013). Fundamentals of chemical engineering thermodynamics: with applications to chemical processes, New York, Prentice Hill
10. CoolPack – IPU [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (дата звернення 07.11.2022) – Назва з екрана

11. Ракицький В.Л., Петров В.В. Теоретичні основи холодильної техніки. Термодинамічні властивості робочих речовин: Довідник. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 56 с.
12. Yaws C. L. (2014). Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons. Second Edition. Amsterdam. Elsevier.
13. Hundy G.F., Trott A.R., Welch T.C. (2016). Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump. Fifth Edition. Amsterdam. Elsevier.
14. Sinnott R. K. (2005) Coulson & Richardson's Chemical Engineering. Volume 6. Chemical Engineering Design. Fourth edition. Amsterdam. Elsevier.
15. Software | Tools | LG Water Solutions [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.lgwatersolutions.com/en/tools/software> (дата звернення 27.12.2022) – Назва з екрана
16. Software Hydranautics – A Nitto Group Company [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://membranes.com/solutions/software/> (дата звернення 27.12.2022) – Назва з екрана
17. WAVE Water Treatment Design Software [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.dupont.com/water/resources/design-software.html> (дата звернення 27.12.2022) – Назва з екрана
18. Software Select | Design Tool | Toray Membrane | TORAY [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.water.toray/knowledge/tool/software/> (дата звернення 27.12.2022) – Назва з екрана
19. Solving vapour compression refrigeration system numerical using COOLPACK – YouTube [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу: <https://www.youtube.com/watch?v=EaoVUPzumFc> (дата звернення 06.01.2023) – Назва з екрана
20. Thermal analysis using coolpack software – YouTube [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу:

<https://www.youtube.com/watch?v=AAS9QCTpVmM> (дата звернення 06.01.2023)

– Назва з екрана

21. Coolpack demo – YouTube [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу:

<https://www.youtube.com/watch?v=aeihd0PV6xU> (дата звернення 06.01.2023) –

Назва з екрана

22. Coolpack for One-stage with R143a – YouTube. [Електронний ресурс]. – : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Режим доступу:

<https://www.youtube.com/watch?v=uv0Q2J1JOps> (дата звернення 06.01.2023) –

Назва з екрана

1.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.
2. Лукач Ю. Ю. Теплові процеси та апарати хімічних і нафтопереробних виробництв. Розділ перший. Теплопередача : навч. посібн. / Ю. Ю. Лукач, І. О. Мікульонок, Г. Л. Рябцев, М. В. Сезонов. – К. : НМЦВО, 2000. – 172 с.
3. Лукач Ю. Ю. Теплові процеси та апарати хімічних і нафтопереробних виробництв. Розділ другий: Теплові процеси та апарати : навч. посібн. / Ю. Ю. Лукач, І. О. Мікульонок, В. Л. Ракицький, Г. Л. Рябцев. – К. : НМЦВО, 2002. – 172 с.
4. Chemical Engineers' Handbook (1997). New York. McGraw-Hill
5. Обладнання хімічних виробництв: конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма «Технічні та програмні засоби автоматизації» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Швед М. П., Степанюк А. Р., Гусарова О. В., Швед Д. М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с. – Назва з екрана. URI (Уніфікований ідентифікатор ресурсу): <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/54632>
6. Poling, B. E.; Prausnitz, J. M.; O'Connell, J. P. (2001). The Properties of Gases and Liquids. 5th edition, New York. McGraw-Hill.
7. Yaws C. L. (2015). The Yaws Handbook of Vapor Pressure Antoine Coefficients. Amsterdam. Elsevier
8. Yaws C. L. (2014). Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons. Second Edition. Amsterdam. Elsevier
9. Процеси та обладнання хімічної технології: Теплові процеси: Розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» /

КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Швед Д.М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 266 с. Реєстр № 22/23-338

10. Mostoufi N., Constantinide A. (2023). Applied Numerical Methods for Chemical Engineers. London. Academic Press

11. Chhabra R., Shankar V. (2018) Coulson and Richardson's Chemical Engineering Volume 1B: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. Oxford. Butterworth-Heinemann