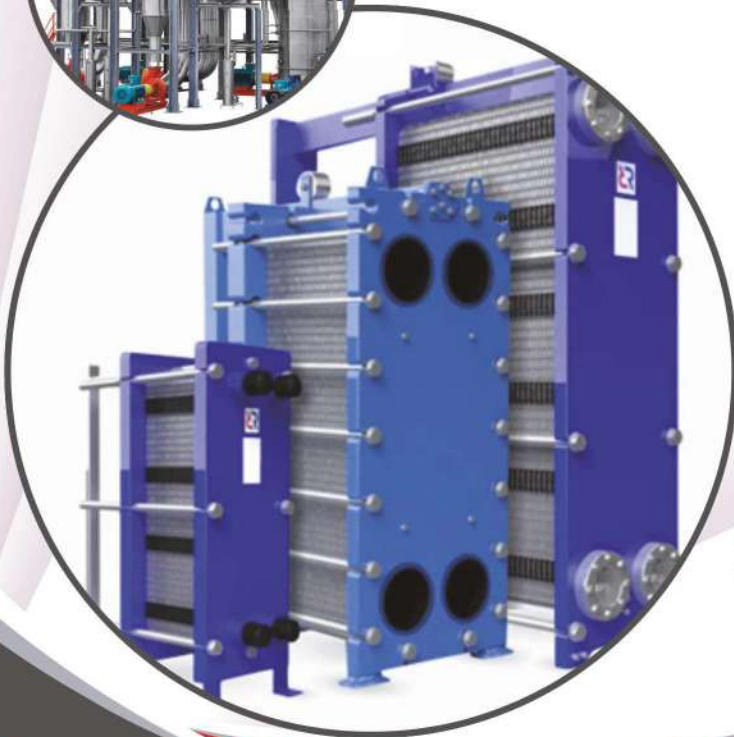


# ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВАХ

НАВЧАЛЬНИЙ  
ПОСІБНИК



2025

*Тертишний О.О., Піоваров О.А., Кошулько В.С.*

**ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В ХАРЧОВИХ  
ВИРОБНИЦТВАХ**

Навчальний посібник

Дніпро  
2025

УДК 664 (075.8)  
Т 35

Рекомендовано до видання вченою радою Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Протокол № 9 від « 29 » червня 2023 р.

Рецензенти:

*Олег ЧЕРВАКОВ*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технологій природних і синтетичних полімерів, жирів та харчової продукції ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», Лауреат державної премії України в галузі науки і техніки

*Генадій СТОЛЯРЕНКО*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри хімічних технологій та водоочищення Черкаського державного технологічного університету

*Ельчин АЛІСВ*, доктор технічних наук, професор, старший дослідник кафедри інжинірингу технічних систем Дніпровського державного аграрно-економічного університету

Тертишний О.О., Півоваров О.А., Кошулько В.С.

Теплові процеси та обладнання в харчових виробництвах: Навчальний посібник – Дніпро: ДДАЕУ, 2025. – 362 с.

ISBN 978-617-95219-0-4

В початковому посібнику викладено систематизований матеріал стосовно теоретичних основ процесів теплопереносу, наведено методи визначення основних технологічних і конструктивних параметрів теплообмінних апаратів і відповідного технологічного обладнання для нагрівання, охолодження, заморожування, конденсації, випарювання, концентрування та сушіння харчових продуктів. Розглядаються проблеми теорії і практики, явища, прийоми і методи термічної обробки матеріалів,

Посібник складено у відповідності до робочої програми із вивчення дисципліни «Процеси і апарати харчових виробництв» і буде корисним для роботи на аудиторних заняттях та для самостійної підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Харчові технології» зі спеціальності 181 «Харчові технології» денної та заочної форм навчання та у вивченні споріднених дисциплін: «Технологічне обладнання галузі», «Проектування підприємств галузі», а також дисциплін технологічного спрямування, де широко застосовуються теплові процеси.

**УДК 664 (075.8)**  
**Т 35**

**ISBN 978-617-95219-0-4**

© Тертишний О.О., Півоваров О.А., Кошулько В.С.

## ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Вибір умовних позначень у навчальному посібнику ґрунтується на таких положеннях та підходах:

– число понять, що використовуються більше кількості наявних символів; у збіговій символіці значення різних величин відрізняється за допомогою індексів;

– потоки, сили, геометричні розміри та інші величини позначаються латинськими символами; для вибору символів виходили з традицій, що встановилися;

– індекси величин позначені найчастіше українськими літерами; вони зазвичай відповідають початковим буквам відповідного поняття.

Для полегшення роботи з матеріалом зміст позначень, що містяться в переліку, що наводиться нижче, пояснюється також у кожному розділі.

З метою скорочення записів та акцентування уваги читача у ряді розділів виділено **ключові слова**, їх зміст спеціально пояснюється у тексті.

У заголовках розділів та підрозділів навчального посібника витримано ієрархію шрифтів. У тексті теж використовуються різні **шрифтові виділення**, що сприяє смисловій рубрикації матеріалу і розміщення акцентів.

## СИМВОЛИ

A – робота

a – температуропровідність

b – лінійний розмір, ширина

C – константа випромінювання

c – питома теплоємність

D – діаметр; коефіцієнт дифузії

D – кількість (або витрата) пари

d – діаметр

E – щільність променистого потоку; ефективність

F – сила; поверхня теплообміну

f – площа поперечного перерізу

G – масова кількість речовини

g – прискорення вільного падіння

H – висота

h – висота; ентальпія (питома)

i – ентальпія (питома)

К – коефіцієнти теплопередачі  
k – показник адіабати  
l – лінійний розмір, довжина  
M – молярна маса  
N – потужність  
n – частота обертання  
P – сила  
p – тиск, парціальний тиск  
Q – кількість теплоти  
q – питомі потоки – теплоти (напряга теплового потоку)  
R – радіус; газова постійна (індивідуальна, універсальна)  
r – радіус, радіальна координата; теплота пароутворення (конденсації)  
S – поперечний переріз, ентропія (питома)  
T – температура  
t – час  
u, v – швидкість  
V – об'єм; об'ємна витрата  
v – питомий об'єм  
Φ – потік теплоти  
x, y, z – координати  
α – коефіцієнт тепловіддачі; кут  
β – коефіцієнт об'ємного розширення; кут  
Δ – рушійна сила процесу (Δt, )  
δ – лінійний розмір, товщина стінки чи плівки; кут  
ε – ступінь чорноти; холодильний коефіцієнт  
η – коефіцієнт корисної дії, ефективність  
θ – температура, безрозмірна температура; безрозмірний час  
κ – коефіцієнт витрати  
λ – теплопровідність; теплота плавлення (затвердіння)  
μ – динамічна в'язкість  
ν – кінематична в'язкість  
Π – периметр  
ρ – густина; абсолютна масова концентрація  
σ – поверхневий натяг  
τ – час  
φ – частка; кут

## Критерії подібності та інші комплекси

$$Ar \equiv \frac{gd^3}{\nu^2} \frac{\rho_m - \rho}{\rho} \quad - \text{критерій Архімеда}; \quad Bi \equiv \frac{\alpha d}{\lambda_m}, \frac{\alpha R}{\lambda_m} \quad - \text{критерій Біо};$$

$$Fo \equiv \frac{a\tau}{l^2}, \frac{a\tau}{R^2} \quad - \text{критерій Фур'є}; \quad Gr \equiv \frac{gd^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad - \text{критерій Грасгофа};$$

$$Nu \equiv \frac{\alpha d}{\lambda}, \frac{\alpha R}{\lambda} \quad - \text{число Нусельта}; \quad Pe \equiv \frac{wl}{a} \quad - \text{критерій Пекле тепловий};$$

$$Pr \equiv \frac{\nu}{a} \quad - \text{критерій Прандтля}; \quad Re \equiv \frac{wl\rho}{\mu}, \frac{wd\rho}{\mu}, \frac{wd}{\nu} \quad - \text{критерій Рейнольдса};$$

$$St \equiv \frac{\alpha}{c\rho w} \quad - \text{число Стантона теплове.}$$

## МАТЕМАТИЧНА І ЗНАКОВА СИМВОЛІКА

*const* – постійна величина

*exp* – експонента: *exp y* означає  $e^y$

*idem* – однаковий

*lim* – межа

*max* – максимум

*min* – мінімум

*opt* – оптимум

*var* – змінна величина

$\Delta$  – різниця, приріст

$\Sigma$  – сума

$\equiv$  – знак тотожності; позначення

$\sim$  – пропорційність

$\approx$  – наближена рівність

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	8
Розділ 1. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ. ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ .....	9
1.1. Загальна характеристика теплових процесів .....	9
1.2. Теплові баланси .....	10
1.3. Основне рівняння теплопередачі .....	12
1.4. Перенесення теплоти теплопровідністю .....	13
1.5. Перенесення теплоти конвекцією (конвективний теплообмін) .....	22
1.6. Теплове випромінювання .....	53
1.7. Складна тепловіддача .....	62
1.8. Теплопередача .....	63
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	72
Розділ 2. НАГРІВАННЯ .....	74
2.1. Нагрівачі агенти і способи нагрівання .....	74
2.2. Конструкції теплообмінних апаратів .....	78
2.3. Розрахунок теплообмінних апаратів .....	123
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	134
Розділ 3. КОНДЕНСАЦІЯ .....	136
3.1. Загальна характеристика процесу конденсації .....	136
3.2. Тепловіддача в процесі конденсації пари .....	138
3.3. Основні типи конденсаторів .....	159
3.4. Розрахунок конденсаторів .....	161
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	164
Розділ 4. ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗАМОРОЖУВАННЯ .....	167
4.1. Вплив низьких температур на життєдіяльність мікроорганізмів .....	167
4.2. Охолоджуючі середовища .....	172
4.3. Холодильні агенти .....	176
4.4. Охолодження харчових продуктів .....	178
4.5. Заморожування харчових продуктів .....	190
4.6. Основні типи морозильних апаратів .....	216
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	224

Розділ 5. ВИПАРЮВАННЯ .....	226
5.1. Теплообмін в процесі кипіння .....	226
5.2. Фізико-хімічні основи процесу випарювання .....	238
5.3. Однокорпусні випарні установки .....	241
5.4. Багатокорпусні випарні установки .....	247
5.5. Конструктивні характеристики випарних апаратів .....	254
5.6. Розрахунок багатокорпусних випарних апаратів .....	266
5.7. Допоможні пристрої і комунікації вакуум-випарних установок .....	283
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	286
Розділ 6. СУШІННЯ.....	288
6.1. Загальна характеристика процесу.....	288
6.2. Статика процесу сушіння .....	293
6.3. Кінетика процесу сушки.....	303
6.4. Матеріальний і тепловий баланси сушки .....	311
6.5 Конструкції сушарок.....	314
6.7. Розпилювальне сушіння .....	328
6.8. Сублімаційне сушіння .....	348
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ .....	357
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА .....	359

## ВСТУП

Сучасні навчальні видання повині викликати у здобувачів вищої освіти потребу у знаннях та відчуття своєї причетності до вирішення найважливіших технічних та наукових проблем. Теплопередача, інакше – перенесення теплоти, займає особливе місце серед явищ і процесів масо- та теплообміну. По-перше, такий спосіб перенесення широко поширений у харчовій технології (у теплових процесах, у багатьох процесах поділу), так що наведені поняття та закономірності, а також отримані в них співвідношення, будуть використані у вивченні спеціальних технологічних дисциплін. По-друге, опис явищ і процесів теплоперенесення досить простий через лінійність значної кількості завдань. Тому підходи тут наочніші, легше засвоюються, а самі завдання частіше вдається довести до аналітичних рішень. По-третє, розв'язання задач теплопередачі служать відправною точкою для аналізу складніших завдань, пов'язаних з перенесенням речовин.

Основні цілі теплоперенесення зумовлені характером технологічного процесу і пов'язані з підведенням або відведенням теплоти до системи, робочого тіла (цільового продукту, теплоносія, холодоагенту) для зниження температури чи зміни агрегатного стану (плавлення-затвердіння, кипіння - конденсації і т.п.) – тут мета саме теплоперенесення.

Харчова технологія зазвичай включає три основні етапи: підготовка сировини (1), хімічні перетворення (2), поділ продуктів (3). У харчовій технології процеси теплообміну використовуються дуже широко. На проєктування та виготовлення теплообмінної апаратури, оснащення її приладами тощо на харчових підприємствах витрачається до 50% капітальних вкладень.

Структура і послідовність викладу матеріалу формують у здобувачів вищої освіти творче мислення, а перелік контрольних питань дозволяє організувати самоконтроль якості засвоєння навчального матеріалу. Структура кожного розділу поєднує фундаментальні постулати з новітніми науковими та інженерними тенденціями аналізованої області. Обсяг та зміст навчального матеріалу за розділами відповідає робочій програмі дисципліни «Процеси і апарати харчових виробництв» і буде корисним для роботи на аудиторних заняттях та для самостійної підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Харчові технології» зі спеціальності 181 «Харчові технології» денної та заочної форм навчання та у вивченні споріднених дисциплін: «Технологічне обладнання галузі», «Проєктування підприємств галузі», а також дисциплін технологічного спрямування, де широко застосовуються теплові процеси.

## Розділ 1. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ. ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Викладено фундаментальні основи способів перенесення теплоти: теплопровідністю, конвекцією та тепловим випромінюванням. Наведено основні закони та рівняння перенесення теплоти. Проаналізовано складний теплообмін під час руху теплоносія у каналах різної форми.

### 1.1. Загальна характеристика теплових процесів

До теплових відносяться процеси, швидкість яких визначається швидкістю перенесення енергії у формі теплоти, нагрівання, охолодження, випаровування і конденсація. *Нагрівання* – підвищення температури тіл шляхом підведення теплоти до них. *Охолодження* – зниження температури тіл шляхом відведення від них теплоти. Частковим випадком *випаровування* є процес концентрування в процесі кипіння розчинів твердих нелетких речовин шляхом видалення рідкого летючого розчинника у вигляді парів. *Конденсація* – зрідження пари будь-якої речовини шляхом відведення від неї теплоти.

Теплота є найбільш універсальною формою енергії, що виникає внаслідок молекулярно-кінетичного (теплого) руху мікрочастинок – молекул, атомів, електронів. Універсальність теплової енергії полягає в тому, що будь-яка форма енергії (механічна, хімічна, електрична, ядерна тощо) трансформується зрештою частково або повністю на тепловий рух молекул (теплоту). Різні тіла можуть обмінюватися внутрішньою енергією у формі теплоти, що кількісно виражається першим законом термодинаміки.

Перенесення енергії у формі теплоти відбувається між тілами з різною температурою та називається теплообміном. Рушійною силою будь-якого процесу теплообміну є різниця температур більш нагрітого та менш нагрітого тіл. Теплообмін – це мимовільний процес перенесення теплоти. Апарати, у яких здійснюються теплові процеси, називають теплообмінниками.

*Теплопередача* – це перенесення теплоти від більш нагрітого середовища до менш нагрітого через стінку, що їх розділяє. Обидві речовини, що беруть участь у теплопередачі, називаються теплоносіями (більш нагрітий – гарячим, менш нагрітий – холодним).

У разі можливості змішування теплоносіїв теплопередача здійснюється безпосереднім контактом. В цьому випадку процес теплопередачі протікає інтенсивніше. Апаратурне оформлення процесу значно спрощується.

Дослідження показують, що теплопередача є складним процесом. Під час вивчення цей процес розділяють на прості явища. Розрізняють три елементарні способи перенесення теплоти: теплопровідність, конвекцію і теплове випромінювання.

*Теплопровідність* є процесом молекулярного перенесення теплоти в суцільному середовищі, обумовлений наявністю градієнта температури. Теплопровідність у чистому вигляді, як правило, зустрічається у твердих тілах. Так, у металах перенесення теплоти теплопровідністю пов'язане з переміщенням вільних електронів і коливаннями атомів кристалічних ґрат.

*Конвекція* відбувається тільки в газах і рідинах і полягає в тому, що перенесення теплоти здійснюється переміщенням у просторі макроскопічних об'ємів середовища.

*Теплове випромінювання* – це процес перенесення теплоти у вигляді електромагнітних хвиль з подвійним взаємним перетворенням – теплової енергії на променисту і назад в теплову.

Насправді елементарні види теплообміну не відокремлені і у чистому вигляді зустрічаються рідко. У більшості випадків теплота передається комбінованим (сукупним) шляхом. Наприклад, обмін теплою між твердою поверхнею і рідиною (або газом) відбувається за допомогою теплопровідності та конвекції одночасно і називається конвективним теплообміном або тепловіддачею. Сукупність всіх трьох видів перенесення теплоти називається складним теплообміном.

Розрізняють процеси теплообміну: встановлені і не встановлені. В апаратах безперервної дії температура в різних точках не змінюється в часі, і процеси теплообміну – встановлені (стаціонарні). В апаратах періодичної дії температура змінюється в часі, процеси теплообміну в таких апаратах є невстановленими (нестационарними). Ці процеси мають місце також під час пуску, зупинки та зміни режимів роботи апаратів безперервної дії.

Розрахунок теплообмінної апаратури включає такі етапи:

1. Визначення теплового потоку (теплового навантаження апарату), тобто кількості теплоти  $Q$ , яка повинна бути передана протягом певного часу від одного теплоносія до іншого. Тепловий потік обчислюється на основі складання та обрахунку теплових балансів.

2. Визначення площі поверхні теплообміну  $F$  апарату, необхідної для забезпечення передачі необхідної кількості теплоти в заданий термін. Величина площі поверхні теплообміну залежить від швидкості теплопередачі, а остання від механізму передачі тепла. Поверхня теплообміну розраховується із основного рівняння теплопередачі.

## **1.2. Теплові баланси**

Теплота, що віддається гарячим теплоносієм  $Q_1$ , витрачається на нагрівання холодного теплоносія  $Q_2$ . Незначна частина теплоти витрачається на компенсацію втрати

теплоти апаратом в навколишнє середовище  $Q_в$ . У теплоізольованих апаратах величина  $Q_в$  складає  $\sim 3 - 5\%$  від корисно використаної теплоти. Тому в розрахунках інколи нею нехтують. Тоді тепловий баланс за умови відсутності теплових втрат виявиться рівністю

$$Q = Q_1 = Q_2,$$

де  $Q$  – теплове навантаження апарату.

Якщо витрата гарячого теплоносія становить  $Q_1$ , його ентальпія на вході в апарат  $I_{1н}$  і на виході з апарату  $I_{1к}$ , а витрата холодного теплоносія  $Q_2$  його початкова ентальпія  $I_{2н}$  і кінцева  $I_{2к}$  то рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 (I_{1н} - I_{1к}) = G_2 (I_{2к} - I_{2н}). \quad (1.1)$$

За умови, що теплообмін протікає без зміни агрегатного стану теплоносіїв, їх ентальпії рівні добутку теплоємності  $c$  на температуру  $t$

$$\begin{aligned} I_{1н} &= c_{1н} t_{1н}, & I_{1к} &= c_{1к} t_{1к}, \\ I_{2н} &= c_{2н} t_{2н}, & I_{2к} &= c_{2к} t_{2к}. \end{aligned}$$

Величини  $c_{1н}$  і  $c_{1к}$  є середні питомі теплоємності більш нагрітого теплоносія в межах зміни температур від  $0$  до  $t_{1н}$  (на вході в апарат) і до  $t_{1к}$  (на виході з апарату). Величини  $c_{2н}$  і  $c_{2к}$  – середні питомі теплоємності холоднішого теплоносія в межах  $0 - t_{2н}$  і  $0 - t_{2к}$ . У першому наближенні замість середніх питомих теплоємностей в розрахунках ентальпій можуть бути використанні справжні (табличні) питомі теплоємності, що відповідають середньоарифметичній температурі теплоносіїв, наприклад  $t/2$ , у випадку зміни температур від  $0$  до  $t$ .

Якщо теплообмін здійснюється зі зміною агрегатного стану теплоносія (конденсація пари, випаровування рідини та інш.) або в процесі теплообміну протікають хімічні реакції, що супроводжуються тепловими ефектами, то в тепловому балансі необхідно врахувати теплоту, що виділяється в процесі фізичного або хімічного перетворення. Так, в умовах конденсації насиченої пари, що є гріючим агентом, величина  $I_{1н}$  в рівнянні (1.1) представляє собою ентальпію пари, яка надходить в апарат, а  $I_{1к}$  – ентальпію парового конденсату, який видаляється. У разі використання перегрітої пари її ентальпія  $I_{1н}$  складається з теплоти, що віддається парю в процесі охолодження від температури  $t_n$  до температури насичення  $t_{нас}$ , теплоти конденсації пари і теплоти, що виділяється під час охолодження конденсату:

$$Q = G(I_{1н} - I_{1к}) = Gc_n(t_n - t_{нас}) + Gr + Gc_r(t_{нас} - t_k), \quad (1.2)$$

де  $r$  – теплота конденсації, Дж / кг;

$c_n$  і  $c_k$  – питомі теплоємності пари та конденсату, Дж/(кг К);

$t_k$  – температура конденсату на виході з апарату.

Якщо гарячим теплоносієм є насичена водяна пара і конденсат не охолоджується ( $t_k = t_n - t_{нас}$ ), то з правої частини рівняння (1.2) виключаються перший і третій члени.

Добуток витрати теплоносія на його середню теплоємність називають водяним або умовним еквівалентом  $W$ . Його чисельне значення визначає кількість води, яка за своєю тепловою ємністю еквівалентна кількості теплоти, яка необхідна для нагрівання даного теплоносія на  $1^\circ\text{C}$ , для заданої його витрати. Тому якщо вважають, що теплоємності рідин, які обмінюються теплотою ( $c_1$  і  $c_2$ ) не залежать від температури, то рівняння теплового балансу (1.1) набуває вигляду:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (1.3)$$

або

$$Q = W_1 (t_{1н} - t_{1к}) = W_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (1.4)$$

де  $W_1$  та  $W_2$  – водяні еквіваленти гарячого та холодного теплоносія.

### 1.3. Основне рівняння теплопередачі

Під час розрахунку теплообмінних апаратів використовується кінетичне рівняння, що виражає зв'язок між тепловим потоком  $Q$  та площею поверхні теплопередачі  $F$ . Це рівняння називається основним рівнянням теплопередачі:

$$Q = KF\Delta t_{\text{ср}} \tau, \quad (1.5)$$

де  $K$  – кінетичний коефіцієнт або коефіцієнт теплопередачі, що визначає швидкість перенесення теплоти;

$\Delta t_{\text{ср}}$  – середня рушійна сила або середня різниця температур між теплоносіями (середній температурний напір) по всій поверхні теплопередачі;

$\tau$  – час.

Згідно рівняння (1.5), тепловий потік  $Q$  від гарячого до холодного теплоносія пропорційний площі поверхні теплопередачі  $F$ , середньому температурному напору  $\Delta t_{\text{ср}}$  і часу  $\tau$ .

Для безперервного процесу теплопередачі рівняння (1.5) набуває вигляду:

$$Q = KF\Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.6)$$

Як правило, розрахунок теплових потоків виконується за рівняннями теплового балансу. Тому основне рівняння теплопередачі зазвичай використовується для визначення площі поверхні теплопередачі:

$$F = Q / (K\Delta t_{\text{ср}} \tau). \quad (1.7)$$

Розмірність коефіцієнта теплопередачі:

$$[K] = \left[ \frac{Q}{F \Delta t_{\text{ср}} \tau} \right] = \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

Розмірність теплового потоку:

$$Q = \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \right] = [\text{Вт}].$$

Із рівняння (1.5) можна сформулювати фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі  $K$ : коефіцієнт теплопередачі показує, яка кількість теплоти передається від гарячого теплоносія до холодного за 1с через 1 м<sup>2</sup> стінки за середньої різниці температур між теплоносіями, що дорівнює 1 град.

#### 1.4. Перенесення теплоти теплопровідністю

**Температурне поле.** Процеси теплопровідності нерозривно пов'язані з розподілом температури всередині середовища (тіла). Тому для його вивчення насамперед необхідно встановити поняття температурного поля та градієнта температур. Температурне поле – це сукупність значень температур у відповідний час, які притаманні всім точкам аналізованого середовища. У загальному випадку температура  $t$  в конкретній точці є функцією координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$  і часу  $\tau$ :

$$t = f(x, y, z, \tau); \quad \partial t / \partial \tau \neq 0. \quad (1.8)$$

Рівняння (1.8) є рівнянням невстановленого (нестационарного) температурного поля, тобто залежить від часу. Таке поле відповідає тепловому режиму теплопровідності, що не встановився. В окремому випадку температура є функцією тільки системи координат і не залежить від часу:

$$t = f(x, y, z); \quad \partial t / \partial \tau = 0. \quad (1.9)$$

**Градієнт температури.** Якщо розсікти тіло площиною та з'єднати точки, що лежать у цій площині і мають однакову температуру, то отримаємо лінії постійних температур, які називаються ізотермами (рис. 1.1).

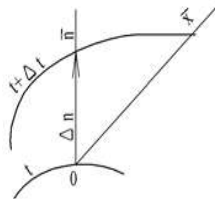


Рисунок 1.1 – Схема визначення температурного градієнта

У просторі геометричне місце точок з однаковими температурами є ізотермічною поверхнею. Так як в одній і тій же точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні ніколи не перетинаються. Усі вони або замикаються на собі, або закінчуються на краях тіла. Таким чином, вивчення температури в тілі має значення тільки в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (на рис. 1.1 це напрямки  $x$ ). Найбільш різка зміна температури буде у напрямку нормалі  $n$  до ізотермічної поверхні. Межа відношення зміни температури до відстані між ізотермами за нормаллю називається градієнтом температур і позначається одним із наступних символів:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} (\Delta t / \Delta n) = \partial t / \partial n = \text{grad } t. \quad (1.10)$$

Градієнт температури є вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні у бік зростання температури і дорівнює частковій похідній від температури в цьому напрямі. За позитивний напрям градієнта приймається напрям зростання температур.

**Основний закон теплопровідності.** Зв'язок між потоком  $dQ$ , що проходить через елементарну площадку  $dF$ , розташовану на ізотермічній поверхні, за проміжок часу  $d\tau$ , і градієнтом температури встановлюється законом Фур'є, згідно з яким

$$dQ = -\lambda dF d\tau (\partial t / \partial n), \quad (1.11)$$

$$q = Q / (F\tau) = -\lambda (\partial t / \partial n), \quad (1.12)$$

де  $q$  – щільність теплового потоку або кількість теплоти, що передається через одиницю поверхні в одиницю часу.

Знак мінус у правій частині рівнянь (1.11) та (1.12) показує, що теплота передається у бік зменшення температури. Рівняння (1.11) називається **основним рівнянням теплопровідності**, або **законом Фур'є**. Коефіцієнт пропорційності називається коефіцієнтом теплопровідності. Його розмірність:

$$[\lambda] = \left[ \frac{dQdn}{dF d\tau dt} \right] = \left[ \frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right].$$

З розмірності витікає очевидний фізичний зміст коефіцієнта теплопровідності  $\lambda$ . Він показує, яка кількість теплоти проходить внаслідок теплопровідності в одиницю часу через одиницю площі поверхні теплообміну у випадку падіння температури на один градус на одиницю довжини нормалі до ізотермічної поверхні. Коефіцієнт теплопровідності є фізичною характеристикою речовини, яка визначає здатність тіла проводити теплоту. У загальному випадку  $\lambda$  залежить від природи речовини, її структури, густини, вологості, тиску та температури.

За звичайних умов найбільше значення коефіцієнта теплопровідності, Вт/(м К) мають метали (наприклад, для міді  $\lambda = 384$ , для нержавіючої сталі  $\lambda = 14-23$ ), найменше –

гази (наприклад, для повітря  $\lambda = 0,027$ ). Коефіцієнт теплопровідності для теплоізоляційних будівельних матеріалів лежить у межах  $\lambda = 0,02\text{--}3,00$  Вт/(м К); низькі значення пояснюються тим, що ці матеріали мають пористу структуру, в порах яких знаходиться повітря, яке погано проводить теплоту. Крапельні рідини мають  $\lambda \sim 0,1\text{--}0,7$  Вт/(м К) і займають проміжне положення між металами та газами. З підвищенням температури та тиску коефіцієнт теплопровідності газів збільшується. Для рідин і металів коефіцієнти теплопровідності зі збільшенням температури зазвичай знижуються (виключенням є вода,  $\lambda$  якої дещо зростає з підвищенням температури до  $130$  °С, а в умовах подальшого її підвищення знижується). У теплових розрахунках значення коефіцієнтів теплопровідності зазвичай беруться за довідковими таблицями по середній температурі відповідної речовини.

**Диференційні рівняння теплопровідності.** Вивчення будь-якого фізичного процесу пов'язане із встановленням залежності між величинами, що його характеризують. Для складних процесів, до яких відноситься передача теплоти теплопровідністю, для встановлення залежності між величинами зручно скористатися методами математичної фізики, яка розглядає протікання не у всьому досліджуваному просторі, а в елементарному об'ємі речовини протягом нескінченно малого проміжку часу. Зв'язок між величинами, що беруть участь у передачі теплоти теплопровідністю, встановлюється диференціальним рівнянням теплопровідності. У межах обраного елементарного об'єму і нескінченно малого проміжку часу стає можливим знехтувати зміною деяких величин, що характеризують цей процес. Під час виведення диференційного рівняння теплопровідності приймаються такі припущення: внутрішні джерела теплоти відсутні; тіло однорідне і ізотропне.

Виділимо в тілі елементарний паралелепіпед об'ємом  $dV$  із ребрами  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  (рис. 1.2). Фізичні властивості тіла – густина  $\rho$ , теплоємність  $c$  і теплопровідність  $\lambda$  – однакові у всіх точках тіла паралелепіпеда і не змінюються в часі. Температура на лівій грані  $dx$   $dy$  дорівнює  $t$ , на протилежній грані  $t + \frac{dt}{dx} dx$ .

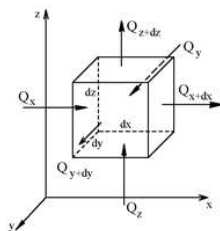


Рисунок 1.2 – Розрахункова схема виведення диференційного рівняння теплопровідності

Кількість теплоти, що входить у паралелепіпед через його грані за проміжок часу  $d\tau$ , по осі  $x$  через грань  $dydz$

$$Q_x = -\lambda \frac{dt}{dx} dydzd\tau,$$

по осі  $y$  через грань  $dx dz$

$$Q_y = -\lambda \frac{dt}{dy} dydzd\tau,$$

по осі  $z$  через грань  $dx dy$

$$Q_z = -\lambda \frac{dt}{dz} dydzd\tau$$

Кількість теплоти, що виходить з паралелепіпеда через протилежні грані за той же проміжок часу,

по осі  $x$

$$Q_{x=d_x} = -\lambda \frac{dt}{dx} dydzd\tau + \left[ -\lambda \frac{d}{dx} \left( \frac{dt}{dx} \right) dx dy dz d\tau \right]$$

по осі  $y$

$$Q_{y=d_y} = -\lambda \frac{dt}{dy} dx dz d\tau + \left[ -\lambda \frac{d}{dy} \left( \frac{dt}{dy} \right) dy dx dz d\tau \right]$$

по осі  $z$

$$Q_{z=d_z} = -\lambda \frac{dt}{dz} dx dy d\tau + \left[ -\lambda \frac{d}{dz} \left( \frac{dt}{dz} \right) dz dx dy d\tau \right]$$

Кількість теплоти, що входить через відповідну грань паралелепіпеда, не дорівнює кількості теплоти, що виходить через протилежну грань, тому що частина теплоти витрачається на підвищення температури в об'ємі паралелепіпеда.

Різниця між кількостями теплоти, що ввійшла до паралелепіпеду і вийшла з нього, за проміжок часу  $d\tau$  складе:

по осі  $x$

$$dQ_x = Q_x - Q_{x=d_x} = \lambda \frac{d^2 t}{dx^2} dx dy dz d\tau,$$

по осі  $y$

$$dQ_y = Q_y - Q_{y=d_y} = \lambda \frac{d^2 t}{dy^2} dy dx dz d\tau,$$

по осі  $z$

$$dQ_z = Q_z - Q_{z=d_z} = \lambda \frac{d^2 t}{dz^2} dz dx dy d\tau.$$

Повний приріст теплоти в паралелепіпеді за проміжок часу  $d\tau$ :

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda \left( \frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{d^2 t}{dy^2} + \frac{d^2 t}{dz^2} \right) dx dy dz d\tau,$$

або з урахуванням, що  $dx dy dz = dV$ , одержимо:

$$dQ = \lambda \left( \frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{d^2 t}{dy^2} + \frac{d^2 t}{dz^2} \right) dV d\tau.$$

Вираз, що стоїть у дужках, є оператором Лапласа  $\nabla^2 t$  (знак  $\nabla$  читається «набла»). Відповідно,

$$dQ = \lambda \nabla^2 t dV d\tau. \quad (1.13)$$

Відповідно до закону збереження енергії збільшення кількості теплоти в паралелепіпеді витрачається на зміну ентальпії (тепловмісту) паралелепіпеда, яка становить

$$dQ = c \rho dV \frac{dt}{d\tau}, \quad (1.14)$$

причому  $\frac{dt}{d\tau} d\tau$  є зміна температури паралелепіпеда за проміжок часу  $d\tau$ .

Прирівнюємо вирази (1.12) та (1.14):

$$c \rho dV \frac{dt}{d\tau} = \lambda \nabla^2 t dV d\tau.$$

Позначимо  $\lambda / (c \rho) = a$ , тоді після скорочення, отримаємо остаточно

$$\frac{dt}{d\tau} = a \nabla^2 t. \quad (1.15)$$

Рівняння (1.15) визначає розподіл температур у будь-якій точці тіла, через яке тепло передається теплопровідністю, і називається *диференціальним рівнянням теплопровідності в нерухомому середовищі, або рівнянням Фур'є*. Коефіцієнт пропорційності у рівнянні (1.15) називається коефіцієнтом температуропровідності. Він характеризує теплоінерційні властивості тіла: за інших рівних умов швидше нагріється або охолоне тіло, яке має більший коефіцієнт температуропровідності, і, отже, характеризує швидкість зміни температури в нестандартних теплових процесах.

Коефіцієнт температуропровідності має наступну розмірність:

$$[a] = \left[ \frac{\lambda}{c_p} \right] = \left[ \frac{\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})}{\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} \right] = \left[ \frac{\text{Дж} / (\text{с} \cdot \text{м} \cdot \text{К})}{\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} \right] = \left[ \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right].$$

У разі стаціонарного процесу передачі теплоти теплопровідністю  $\partial t / \partial \tau = 0$ , тобто температура не змінюється з часом. Тоді рівняння (1.15) набуде вигляду

$$a \nabla^2 t = 0. \quad (1.16)$$

Однак коефіцієнт теплопровідності  $a$  не може дорівнювати нулю і, отже,

$$\nabla^2 t = 0 \quad \text{або} \quad \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (1.17)$$

Рівняння (1.17) є диференціальним рівнянням теплопровідності в нерухомому середовищі і тепловому режимі, що встановився. Рівняння (1.15) та (1.17) описують розподіл температур у разі передачі теплоти теплопровідністю у найзагальнішому вигляді та не враховують, зокрема, геометричні форми тіла, через яке проводиться теплота. Для рішення конкретних задач диференціальні рівняння доповнюються крайовими умовами, що характеризують кожний конкретний випадок.

*Теплопровідність через плоску стінку.* Розглянемо найбільш поширений випадок – теплопровідність через плоску одношарову стінку, довжина і ширина якої нескінченно великі в порівнянні з її товщиною  $\delta$  (рис. 1.3). Стінка має у всіх своїх частинах однакову товщину, температури  $t_{ct1}$  і  $t_{ct2}$  підтримуються постійними, тобто є ізометричними, причому  $t_{ct1} > t_{ct2}$ . В умовах встановленого процесу кількості теплоти, підведеної до стінки і відведеної від неї, рівні між собою і не змінюються в часі.

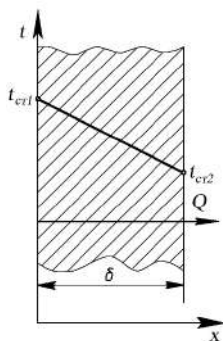


Рисунок 1.3 – Одношарова плоска стінка

Температура змінюється лише у напрямку, перпендикулярному до площини стінки, яке приймемо за вісь  $x$ . За таких умов температурне поле одномірне ( $\partial t / \partial y = 0$ ,  $\partial t / \partial z = 0$ ). Коефіцієнт  $\lambda$  постійний для всієї стінки. Для встановленого (стаціонарного) теплового режиму температура в будь-якій точці тіла незмінна і не залежить від часу. За прийнятих умов у рівнянні (1.17) перші та другі похідні від  $t$  по  $y$  та  $z$  дорівнюють нулю:

$$dt/dy = dt/dz = 0 \quad d^2t/dy^2 = d^2t/dz^2 = 0$$

тому рівняння теплопровідності можна записати як

$$d^2t/dx^2 = 0. \quad (1.18)$$

Інтегрування рівняння (1.18) призводить до функції

$$t = C_1 x + C_2, \quad (1.19)$$

де  $C_1$  та  $C_2$  – константи інтегрування.

За умови постійного коефіцієнту теплопровідності це рівняння прямої лінії. Таким чином, закон зміни температури під час проходження теплоти через плоску стінку буде лінійним. Константи інтегрування визначають, виходячи з наступних граничних умов:

коли  $x = 0$  величина  $t = t_{cm1}$  і за рівнянням (1.19)

$$t_{cr1} = C_2,$$

коли  $x = \delta$  величина  $t = t_{cr2}$  і рівняння (1.19) приймає наступний вигляд

$$t_{cr2} = C_1 \delta + C_2,$$

або

$$t_{cr2} = C_1 \delta + t_{cr1},$$

звідки

$$C_1 = \frac{t_{cr2} - t_{cr1}}{\delta}.$$

Після підстановки значень констант  $C_1$  і  $C_2$  до рівняння (1.19), знаходимо

$$t = \frac{t_{cr2} - t_{cr1}}{\delta} x + t_{cr1}.$$

Тоді

$$\frac{dt}{dx} = \frac{t_{cr2} - t_{cr1}}{\delta}.$$

Підстановка отриманого виразу температурного градієнта до рівняння теплопровідності (1.11), дає можливість отримати формули для визначення кількості переданої теплоти:

$$dQ = -\lambda \frac{t_{cr2} - t_{cr1}}{\sigma} dF \cdot d\tau \quad \text{або} \quad Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cr1} - t_{cr2}) F \tau, \quad (1.20)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м К);

$\delta$  – товщина стінки, м;

$(t_{cm1} - t_{cm2})$  – різниця температур поверхонь стінки, К;

$F$  – площа поверхні стінки, м<sup>2</sup>;

$\tau$  – час, с.

Для безперервного процесу передачі теплоти теплопровідністю коли  $\tau = 1$  рівняння (1.20) набуває вигляду:

$$Q = \frac{\lambda}{\sigma} (t_{cr1} - t_{cr2}) F \quad \text{або} \quad q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cr1} - t_{cr2}). \quad (1.21)$$

Рівняння (1.20) – (1.22) є рівняннями теплопровідності плоскої стінки для стаціонарного теплового режиму.

Стінки теплообмінної апаратури часто складаються з кількох шарів (наприклад, теплоізолюваний апарат). Шари відрізняються один від одного теплопровідністю та товщиною (рис. 1.4).

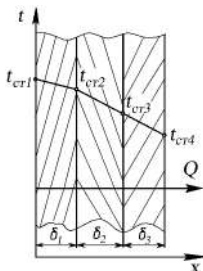


Рисунок 1.4 – Багат шарова плоска стінка

За аналогією з рівняннями (1.20) – (1.21) можна відразу написати розрахункові формули для  $n$  – шарової стінки:

$$Q = \frac{(t_{cm1} - t_{cm,n=i}) F \tau}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1.22)$$

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm,n}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1.23)$$

де  $i$  – порядковий номер шару стінки;

$n$  – число шарів.

**Теплопровідність через циліндричну стінку.** Розглянемо передачу теплоти теплопровідністю через циліндричну стінку (трубу) завдовжки  $L$ , із внутрішнім радіусом  $r_b$  та зовнішнім  $r_z$  (рис. 1.5). Коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $\lambda$  постійний. На внутрішній і зовнішній поверхні підтримуються постійні температури  $t_{cm1}$  і  $t_{cm2}$ , тобто процес теплообміну стаціонарний. Рівняння (1.20) в даному випадку не застосовується, оскільки ці поверхні не рівні один одному. Нехай  $t_{cm1} > t_{cm2}$  температура змінюється лише у радіальному напрямі. Отже, температурне поле тут буде однорідним, а ізотермічні поверхні – циліндричними, що мають з циліндром загальну вісь.

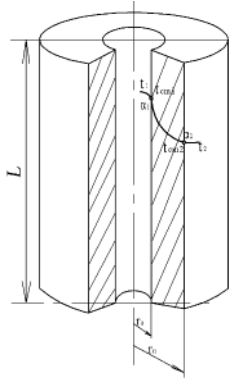


Рисунок 1.5 – Одношарова циліндрична стінка

Для циліндричної стінки поверхня її відповідає поточному радіусу  $r$  і становить  $F = 2 \pi r L$ . Після підстановки значення  $F$  до рівняння Фур'є (1.12) знаходимо:

$$Q = -\lambda 2\pi L \tau \frac{dt}{d\delta} \quad (1.24)$$

В даному випадку  $\delta = r_з - r_в$  і замість  $d\delta$  можна підставити  $dr$ . Тоді

$$Q = -\lambda 2\pi L \tau \frac{dt}{dr}.$$

Або після розділення перемінних,

$$\frac{dr}{r} = -\lambda \frac{2\pi L \tau}{Q} dt.$$

Інтегруємо це рівняння в межах від  $r_в$  до  $r_з$  відповідно – від  $t_{cm1}$  до  $t_{cm2}$

$$\int_{r_в}^{r_з} \frac{dr}{r} = -\lambda \frac{2\pi L \tau}{Q} \int_{t_{cm1}}^{t_{cm2}} dt.$$

Звідки

$$\ln \frac{r_з}{r_в} = -\frac{\lambda 2\pi L \tau}{Q} (t_{cm2} - t_{cm1}).$$

З урахуванням, що  $r_з / r_в = d_з / d_в$ , одержимо

$$Q = \frac{2\pi r L \tau (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{\lambda} 2,31 \lg \frac{d_з}{d_в}}, \text{ або } Q = \frac{2\pi r L \tau (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_з}{d_в}}, \quad (1.25)$$

де  $d_з / d_в$  – відношення зовнішнього діаметра циліндричної стінки до її внутрішнього діаметра.

Рівняння (1.25) показує, що по товщині циліндричної стінки температури змінюються за криволінійним (логарифмічним) законом. Це рівняння являє собою рівняння

теплопровідності циліндричної стінки за стаціонарного процесу теплообміну. За аналогією з висновком, наведеним для одношарової стінки, для циліндричної стінки, що складається з  $n$  шарів, кількість теплоти, що передається шляхом теплопровідності, становить:

$$Q = \frac{2\pi L \tau (t_{ст1} - t_{ст2})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} 2,31 \lg \frac{d_{i+1}}{d_i}},$$

де  $i$  – порядковий номер шару стінки.

### 1.5. Перенесення теплоти конвекцією (конвективний теплообмін)

*Конвекція* полягає в тому, що перенесення теплоти здійснюється об'ємами рідини (газу), що переміщуються в просторі. Перенесення теплоти конвекцією тим інтенсивніше, чим більш турбулентно рухається вся маса середовища. Конвективний теплообмін має високе значення в харчовій технології, оскільки від того, як здійснюється підведення або відведення теплоти, часто залежить ефективність проведення технологічних процесів (наприклад, нагрівання, охолодження, сушіння та ін.). У реальних умовах передача теплоти конвекцією завжди пов'язана із теплопровідністю. Спільний процес конвекції та теплопровідності називається *конвективним теплообміном (конвективною тепловіддачею)*.

Розрізняють тепловіддачу, так само як і конвекцію, природну (вільну), обумовлену різницею густини у різних точках об'єму середовища через різницю температур у цих точках, і вимушену (рух рідини відбувається внаслідок витрати на цей процес енергії ззовні – за допомогою насоса, мішалки і т. п.). Механізм перенесення теплоти в ядрі потоку в процесі турбулентного руху середовища характеризується інтенсивним перемішуванням за рахунок турбулентних пульсацій, що призводить до вирівнювання температур в ядрі до деякого середнього значення  $t_p$ . Відповідно перенесення теплоти в ядрі визначається насамперед характером руху теплоносія, а також залежить від його теплових властивостей. У міру наближення до стінки інтенсивність тепловіддачі знижується внаслідок утворення поблизу стінки теплового пограничного шару, товщина якого зазвичай не збігається з товщиною гідродинамічного.

Якщо за зовнішньою межею теплового пограничного шару переважний вплив на теплообмін надає турбулентне перенесення, то в самому шарі, в міру наближення до стінки, все більшого значення набуває теплопровідність, а в безпосередній близькості від стінки (у дуже тонкому теплому підшарі) перенесення теплоти по нормалі до стінки здійснюється тільки теплопровідністю. Тепловим пограничним підшаром вважається пристінний шар, в якому вплив турбулентних пульсацій на перенесення теплоти стає дуже малим. Подібно до

того, як під час зростання в'язкості рідини збільшується товщина гідродинамічного пограничного підшару, зростання теплопровідності призводить до потовщення теплового пограничного підшару, в якому інтенсивність перенесення теплоти визначається коефіцієнтом температуропровідності  $a$  ( $m^2/c$ ).

Теплопровідність і конвекція – різні фізичні процеси. Теплопровідність – явище молекулярне, конвекція – явище макроскопічне, коли в переносі теплоти беруть участь цілі шари теплоносія з різними температурами. Очевидно, що конвекцією теплота переноситься більш інтенсивно, ніж теплопровідністю. Розвиток турбулентності сприяє прискоренню конвективного перенесення теплоти. Наприклад, нагрівання або охолодження рідини через стінку апарата, оснащеного мішалкою, відбувається швидше ніж без перемішування рідини. За аналогією з рівнянням (1.12) щільність турбулентного теплообміну  $q_m$  у напрямку осі  $x$  виражається рівнянням

$$q_m = -\lambda_m \frac{\partial t}{\partial x}, \quad (1.26)$$

де  $\lambda_m$  – коефіцієнт турбулентної теплопровідності або турбулентна теплопровідність.

Використання цього рівняння для опису процесу складне, оскільки невідомий закон розподілу температур  $\partial t / \partial x$  у пограничному шарі. Так само як турбулентна в'язкість  $a_m$ , турбулентна теплопровідність  $\lambda_m$  обумовлюється в основному геометрією та розмірами поля температур, а також величинами середніх швидкостей турбулентного руху. Величини  $\lambda_m$  багаторазово перевищують значення  $\lambda$ , оскільки в ядрі потоку кількість теплоти, що переноситься турбулентними пульсаціями, значно більша, ніж перенесення теплопровідністю.

Інтенсивність перенесення теплоти в ядрі потоку за рахунок  $\lambda_m$  визначається коефіцієнтом турбулентної температуропровідності  $a_m = \lambda_m / c\rho$ . Розмір  $a_m$  зменшується поблизу стінки і на самій стінці дорівнює нулю. Вважають, що межа теплового пограничного шару відповідає геометричному місцю точок, для яких  $a_m = a$ , а всередині підшару  $a > a_m$ , причому в пограничному тепловому підшарі нехтують кількістю теплоти, що переноситься турбулентними пульсаціями. Вважають, що величина  $a$  визначає перенесення теплоти.

Величини  $a$  і  $a_m$  є аналогами відомих з гідродинаміки величин кінематичної в'язкості  $\nu$  і турбулентної в'язкості  $\nu_m$ . Чисельні значення  $a_m$  і  $\nu_m$ , а також  $a$  і  $\nu$  в загальному випадку не збігаються, що і зумовлює відмінність товщини теплового та гідродинамічного пограничних шарів ( $\delta_{\text{менш}} \neq \delta_{\text{добр}}$ , рис. 1.6). Ці шари збігаються за товщиною лише за  $\nu = a$ . Оскільки відношення  $\nu/a$  є критерієм Прандтля ( $Pr = \nu/a$ ), то, очевидно, товщина теплового і гідродинамічного шарів однакова тільки для  $Pr = 1$ . Отже, коли  $Pr = 1$  дотримується

подібність поля температур і поля швидкостей, а критерій Прандтля є параметром, що характеризує подібність до цих полів.

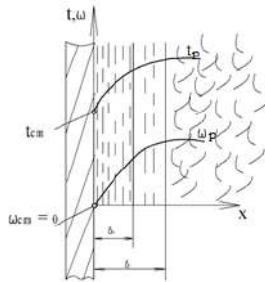


Рисунок 1.6 – Тепловий і гідродинамічний прикордонні шари в турбулентному потоці ( $\delta_m$  і  $\delta_t$  – товщини теплового та гідродинамічного шарів)

Інтенсифікація конвективного теплообміну досягається зменшенням товщини теплового пограничного шару. Товщина стає мінімальною з розвитком турбулентності потоку. В загальному процесі перенесення теплоти складова теплопровідності стає досить малою в порівнянні з конвекцією.

Прийнято, що розрахунок швидкості процесу тепловіддачі можна виконувати за допомогою закону охолодження Ньютона або рівняння тепловіддачі:

$$dQ = \alpha dF (t_{ct} - t_p) d\tau. \quad (1.27)$$

Згідно з цим рівнянням, кількість теплоти  $dQ$ , що віддається за час  $d\tau$  поверхню стінки  $dF$ , яка має температуру  $t_{cm}$ , рідині з температурою  $t_p$ , прямо пропорційна різниці температур  $(t_{cm} - t_p)$ . Стосовно площі поверхні теплообміну всього апарату  $F$  для безперервного процесу тепловіддачі рівняння (1.27) набуває вигляду

$$Q = \alpha F (t_{ct} - t_p) \quad (1.28)$$

У цих рівняннях  $\alpha$  – коефіцієнт пропорційності або коефіцієнт тепловіддачі.

Його розмірність

$$[\alpha] = \left[ \frac{Q}{F(t_{ct} - t_p)} \right] = \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Отже, коефіцієнт тепловіддачі показує, скільки теплоти передається від  $1 \text{ м}^2$  площі поверхні стінки до рідини (або від рідини до  $1 \text{ м}^2$  площі поверхні стінки) в одиницю часу за значенням різниці температур між стінкою і рідиною  $1$  град.

На відміну від коефіцієнта теплопередачі коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  характеризує швидкість перенесення теплоти в теплоносії. Коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох факторів: режиму руху та фізичних властивостей теплоносія (густини, в'язкості); теплових

властивостей рідини (теплоємності, теплопровідності та коефіцієнта об'ємного розширення); геометричних параметрів каналів (діаметра та довжини); стану поверхні стінок, що омиваються теплоносіями (шорстка, полірована і т. п.). Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі є функцією багатьох змінних. З цього можна зробити висновок, що простота рівняння тепловіддачі (1.21) тільки здається. Визначення коефіцієнта тепловіддачі за цим рівнянням пов'язано з великими труднощами. За допомогою теорії подібності можна отримати узагальнені (критеріальні) рівняння для типових випадків тепловіддачі. Вони дозволяють розрахувати коефіцієнт  $\alpha$  для конкретних умов процесу. Вихідною залежністю для узагальнення дослідних даних тепловіддачі є загальний закон розподілу температур у рідині, який виражається диференціальним рівнянням конвективного теплообміну.

**Диференціальні рівняння конвективного теплообміну.** Виділимо в потоці рідини елементарний паралелепіпед з ребрами  $dx$ ,  $dy$  і  $dz$  (рис. 1.2). Вважаємо, що густина  $\rho$  рідини, її коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$  і питома теплоємність  $c_p$  постійні. Температура  $t$  рідини змінюється вздовж граней паралелепіпеда. Проекції швидкостей руху  $w$  рідини на осі координат  $x$ ,  $y$  та  $z$  складають  $w_x$ ,  $w_y$  та  $w_z$ .

Розглянемо рівняння теплового балансу паралелепіпеда, приймаючи, що вся підведена до нього теплота витрачається лише на зміну ентальпії. Теплота переноситься в рідині шляхом конвекції та теплопровідності. У напрямку осі  $x$ , тобто через грань  $dy dz$ , за час  $dt$  у паралелепіпед надходить шляхом конвекції кількість теплоти

$$Q_x = \rho w_x dy dz c_p t d\tau.$$

Кількість теплоти, що видаляється шляхом конвекції за той же час через протилежну грань паралелепіпеда,

$$\begin{aligned} Q_{x+dx} &= Q_x + dQ_x = \rho w_x dy dz c_p t d\tau + c_p \left[ t \frac{\partial(\rho w_x t)}{\partial x} \right] dy dz d\tau = \\ &= \rho w_x dy dz c_p t d\tau + c_p \left[ t \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \rho w_x \frac{\partial t}{\partial x} \right] dx dy dz d\tau. \end{aligned}$$

Різниця між кількістю що надходить в паралелепіпед і теплоти, що видаляється з нього, за час  $d\tau$  в напрямку осі  $x$  становить:

$$dQ_x = Q_x - Q_{x+dx} = -c_p \left[ t \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \rho w_x \frac{\partial t}{\partial x} \right] dx dy dz d\tau.$$

За аналогією у напрямку осей  $y$  і  $z$

$$dQ_y = -c_p \left[ t \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \rho w_y \frac{\partial t}{\partial y} \right] dy dx dz d\tau,$$

$$dQ_z = -c_p \left[ t \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} + \rho w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right] dz dx dy d\tau.$$

Загальна кількість теплоти, підведена конвекцією в паралелепіпед за час  $d\tau$ ,

$$dQ_{\text{конв}} = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \\ = -c_p \left\{ t \left[ \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} \right] + \rho w_x \frac{\partial t}{\partial x} + \rho w_y \frac{\partial t}{\partial y} + \rho w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right\} dx dy dz d\tau.$$

Відповідно до диференційного рівняння нерозривності потоку коли  $\rho = \text{const}$ , вираз, що стоїть у квадратних дужках, дорівнює нулю ( $\text{div } w = 0$ ), а добуток  $dx dy dz = dV$  – об'єму паралелепіпеда. Тоді конвективна складова теплового потоку має вигляд

$$dQ_{\text{конв}} = -\rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z \right) dV d\tau.$$

Кількість теплоти, що вноситься в паралелепіпед за час  $d\tau$  шляхом теплопровідності, становить

$$dQ_{\text{тепл}} = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau.$$

Сумарна кількість теплоти, що підводиться конвекцією та теплопровідністю,

$$dQ_{\text{конв}} + dQ_{\text{тепл}} = -\rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z \right) dV d\tau + \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau.$$

Ця кількість теплоти дорівнює відповідній зміні ентальпії паралелепіпеда:

$$dQ = c_p \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau.$$

Таким чином,

$$c_p \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau = -\rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z \right) dV d\tau + \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau.$$

Після скорочення подібних членів та деяких перетворень отримаємо

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (1.29)$$

де  $a = \lambda / c_p$  – коефіцієнт теплопровідності.

Рівняння (1.29) можна записати у вигляді

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z = a \Delta^2 t. \quad (1.30)$$

Рівняння (1.29) являє собою диференціальне рівняння конвективного теплообміну, яке називається також рівнянням Фур'є-Кірхгофа. Воно виражає в загальному вигляді розподіл температур у рідині, що рухається.

Для твердих тіл  $\omega_x = \omega_y = \omega_z = 0$  і рівняння (1.29) перетворюється на диференціальне рівняння теплопровідності (1.15). В процесі теплообміну, що встановився, в рівнянні (1.29) член  $-\partial t / \partial \tau$  трансформується в нуль.

**Подібність процесів тепловіддачі.** З метою практичного використання рівняння Фур'є–Кірхгофа (1.29) проводять його подібне перетворення, тобто записують як функцію від критеріїв подібності.

Зупинимось спочатку на подібності граничних умов. В умовах турбулентного режиму руху рідини теплота віддається пограничному шару в напрямку, перпендикулярному напрямку руху потоку, тоді за законом Фур'є (рівняння 1.11) кількість теплоти, що проходить через пограничний шар товщиною  $\delta$  через площу перерізом  $dF$  за час  $d\tau$  становить

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} dF d\tau. \quad (1.31)$$

Кількість теплоти, що переходить від стінки в турбулентне ядро потоку, визначається за рівнянням тепловіддачі (1.27)

$$dQ = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{п}})dF d\tau.$$

В умовах стаціонарного режиму теплообміну кількість теплоти, що проходить через пограничний шар дорівнює кількості теплоти, що проходить через ядро. Тому прирівнюємо обидва рівняння та скорочуємо подібні члени рівнянь. В результаті отримаємо

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}) = \alpha \Delta t \quad (1.32)$$

Подібне перетворення рівняння (1.32) зробимо простим способом: відкидаємо знаки математичних операторів, ділимо його праву частину на ліву. Замість величини  $\delta$  запишемо визначальний геометричний розмір  $l$ . Тоді знаходимо безрозмірний комплекс величин – критерій подібності

$$\alpha l / \lambda = \text{Nu}, \quad (1.33)$$

який відомий як *критерій Нусельта*. Він характеризує відношення сумарного перенесення теплоти конвекцією і теплопровідністю (тобто тепловіддачею) до теплоти, що передається теплопровідністю ( $l$  – визначальний геометричний розмір: наприклад, для потоків, що рухаються в трубі, – це діаметр труби).

Під час розгляду умови подібності у ядрі потоку використовуємо подібне перетворення рівняння (1.29). Для цього в лівій частині рівняння Фур'є–Кірхгофа суму членів, що характеризують вплив швидкості потоку на процес теплообміну, замінимо величиною

$$\left( \frac{\partial t}{\partial x} \omega_x + \frac{\partial t}{\partial y} \omega_y + \frac{\partial t}{\partial z} \omega_z \right) \approx \frac{t}{l} \omega,$$

а праву частину, що характеризує перенесення теплоти шляхом теплопровідності, величиною

$$\alpha \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \approx \frac{\alpha t}{l^2}.$$

Замінімо члени  $\partial t / \partial \tau$ , що відображають режим теплообміну, що не встановився, відношенням  $t / \tau$ . Поділимо вираз  $t / \tau$  на  $\alpha t / l^2$  і отримаємо співвідношення між конвективним перенесенням теплоти та теплопровідністю:

$$tl^2 / (\tau \alpha t) = l^2 / (\alpha \tau) \quad \text{або} \quad \alpha \tau / l^2 = Fo$$

*Критерій Фур'є (Fo)* є аналогом критерію гомохронності *Ho*, який в умовах гідродинамічної подібності характеризує умови нестационарних процесів теплообміну.

Після ділення виразу  $\frac{t}{l} \omega$  на  $\frac{\alpha t}{l^2}$ , одержим

$$wl^2 / (\alpha t) = wl / \alpha, \quad \text{або} \quad wl / \alpha = Pe. \quad (1.34)$$

*Критерій Пекле (Pe)* характеризує співвідношення між інтенсивністю перенесення теплоти конвекцією і теплопровідністю в потоці, що рухається, в умовах конвективного теплообміну.

Необхідною умовою подібності процесів перенесення теплоти є дотримання гідродинамічної та геометричної подібності. Перше характеризується рівністю *критеріїв гомохронності Ho, Рейнольдса Re* і *Фруда Fr* в подібних точках подібних потоків, а друге – сталістю відношень основних геометричних розмірів стінки  $L_1, L_2, \dots, L_n$  до деякого характерного розміру. Для труб характерним розміром є їх діаметр ( $L_0 = d$ ). Як  $L_0$  можуть бути прийняті також довжина труби, радіус кривизни вигнутої труби і та інші.

Необхідною умовою подібності процесів перенесення теплоти є дотримання гідродинамічної та геометричної подібності, тобто

$$f(Ho, Fr, Re) = 0 \quad (1.35)$$

*Критерій Ейлера* до рівняння (1.35) не увійшов, оскільки  $Eu = f(Re)$ . Таким чином, критеріальне рівняння тепловіддачі набуває вигляду

$$f(Fo, Nu, Pe, Ho, Re, Fr, L_1 / L_0, L_2 / L_0, \dots, L_n / L_0) = 0 \quad (1.36)$$

З урахуванням того, що критерій Нусельта є визначальним, оскільки до нього входить шукана величина коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$

$$Nu = f(Fo, Pe, Ho, Re, Fr, L_1 / L_0, L_2 / L_0, \dots, L_n / L_0) \quad (1.37)$$

Критерій Пекле може бути представлений як добуток двох безрозмірних комплексів:

$$\begin{aligned} \text{Pe} &= \frac{wl}{v} \cdot \frac{v}{a} = \frac{wl_p}{\mu} \cdot \frac{\mu c_p}{\lambda} = \text{Re} \text{ Pr} \\ \frac{v}{a} &= \frac{\mu c_p}{\lambda} = \text{Pr} \end{aligned} \quad (1.38)$$

Безрозмірний комплекс називається *критерієм Прандтля*. Він цілком складений з величин, що виражають фізичні властивості рідини, і характеризує подібність фізичних властивостей теплоносіїв у процесах конвективного теплообміну. Критерій  $Pr$  є мірою подібності полів температур і швидкостей. Для крапельних рідин значення  $Pr$  зі збільшенням температури зменшується. Для газів  $Pr$  дорівнює одиниці, для рідин  $Pr = 10 - 100$ . Тому для рідин тепловий підшар менший за гідродинамічний.

З введенням критерію  $Pr$  узагальнене рівняння конвективного теплообміну набуває вигляду

$$\text{Nu} = f(\text{Fo}, \text{Pr}, \text{Nu}_0, \text{Re}, \text{Fr}, L_1/L_0, L_2/L_0, \dots, L_n/L_0) \quad (1.39)$$

Для процесу теплообміну, що встановився, критеріальне рівняння тепловіддачі запишемо у вигляді

$$\text{Nu} = f(\text{Pr}, \text{Re}, \text{Fr}, L_1/L_0, L_2/L_0, \dots, L_n/L_0) \quad (1.40)$$

В умовах вимушеного теплообміну, коли впливом сили тяжіння можна знехтувати (наприклад, в умовах руху рідини по трубах), критерій Фруда з рівняння (1.39) може бути виключений. Тоді

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}, L_1/L_0, L_2/L_0, \dots, L_n/L_0) \quad \text{або} \quad \text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n, \quad (1.41)$$

де величини  $C$ ,  $m$ ,  $n$  визначають експериментально.

Рівняння (1.41) записано у степеній формі. Для руху потоку в трубі діаметром  $d$  і довжиною  $l$  рівняння (1.41) може бути представлене у вигляді

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n (l/d)^p. \quad (1.42)$$

Для тепловіддачі в умовах природної конвекції до числа визначальних критеріїв повинен увійти критерій Фруда, що відображає дію сил тяжіння в подібних потоках ( $\text{Fr} = w^2/gl$ ). Однак через труднощі визначення швидкості в умовах природної конвекції критерій Фруда доцільно замінити для цих умов *критерієм Архімеда*

$$\text{Ar} = (gl^3/v^2)(\rho_0 - \rho/\rho_0) = (gl^3/v^2)\Delta\rho/\rho_0, \quad (1.43)$$

де  $\Delta\rho = \rho_0 - \rho$  – різниця густини холодних і нагрітих елементів рідини.

Тут *критерій Галілея*

$$\text{Ga} = gl^3/v^2. \quad (1.44)$$

Якщо теплообмін відбувається за умов природної конвекції, тобто вільного руху, зумовленого різницею густини гарячого і холодного теплоносіїв, їхня різниця і підйомна сила, що виникає внаслідок переміщення частинок, визначаються температурним напором  $\Delta t$ . Тоді величину  $\Delta \rho$  можна замінити пропорційною величиною  $\Delta t$ .

Якщо нерухома рідина нагрівається в апараті без примусового переміщення (рис. 1.7), то для будь-яких двох часток, що знаходяться на різній відстані від стінки, через яку передається теплота,  $t > t_0$  і  $\rho < \rho_0$ , причому  $\rho = \rho_0 - \rho_0 \beta (t - t_0) = \rho_0 (1 - \beta \Delta t)$ . Таким чином, залежність між рушійною силою природної конвекції, що визначається різницею густин  $\Delta \rho$  і її вираженням через різницю температур має вигляд

$$\Delta \rho = \rho - \rho_0 = \rho_0 - \rho_0 (1 - \beta \Delta t) = \rho_0 \beta \Delta t \quad (1.45)$$

Після підстановки в критерій  $Ar$  значення  $\Delta \rho = \rho_0 \beta \Delta t$  і скорочення  $\rho_0$ , отримуємо вираз критерію Грасгофа  $Gr = g l^3 \beta \Delta t / \nu^2$ ,

де  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення рідини, 1/град;

$\Delta t$  – різниця температур між стінкою і рідиною (або навпаки), якою визначається різниця густини рідин, град;

$l$  – визначальний геометричний розмір (для труби – її діаметр, для вертикальної площини стінки – її висота).

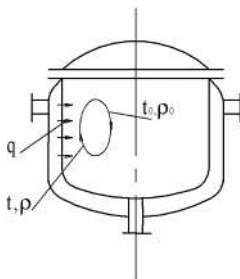


Рисунок 1.7 – Нагрівання рідини в умовах природної (вільної) конвекції

Критерій  $Gr$  є, подібно до критеріїв Галілея ( $Ga$ ) і Архімеда ( $Ar$ ), аналогом критерію Фруда. Критерій  $Gr$  є визначальним критерієм теплової подібності для природної конвекції, коли рух рідини цілком зумовлений самим процесом теплообміну. Його можна розглядати як міру відношення сил тертя до підйомної сили, що визначається різницею густини у різних точках неізотермічного потоку. З урахуванням сказаного вище критеріальне рівняння тепловіддачі для природної конвекції набуває вигляду

$$Nu = f(Gr, Pr, l/d). \quad (1.46)$$

Для газів критерій  $Pr$  можна виключити з рівняння (1.46) під час розрахунку  $\alpha$ , оскільки у цьому випадку  $Pr \approx 1 = \text{const}$ .

Використання аналогії між тепловіддачею та тертям, тобто між переносом теплоти та перенесенням механічної енергії, в деяких випадках може спростити розрахунок коефіцієнтів теплопередачі.

**Тепловіддача в умовах ламінарного руху рідини у трубах.** На вході рідини в трубу за рахунок гальмування, що викликається стінками, на них формується гідродинамічний пограничний шар. У міру віддалення від входу товщина пограничного шару поступово збільшується і стає рівною радіусу труби, а в трубі встановлюється постійний розподіл швидкостей, характерний для даного режиму течії, або настає стабілізована течія.

Довжина вхідної ділянки, що передує ділянці гідродинамічної стабілізації, а також кінетика зростання пограничного шару визначаються значенням критерію  $Re$ . Тепловіддача в умовах течії рідини в трубі неоднакова за довжиною. Тому крім ділянки стабілізованої течії утворюється ділянка теплової стабілізації  $l_{m.c.}$ . Біля входу в трубу коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  має максимальне значення, після чого різко зменшується і в стабілізованій течії прагне до постійного значення (рис. 1.8).

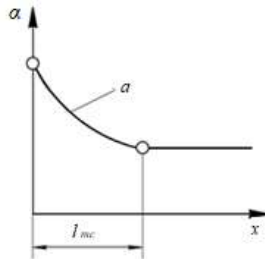


Рисунок 1.8 – Зміна коефіцієнта  $\alpha$  по довжині труби

Тепловий пограничний шар, що утворюється біля поверхні труби, у міру віддалення від входу зростає. На ділянці теплової стабілізації він досягає товщини, що дорівнює радіусу труби. Питомий тепловий потік на вхідній ділянці або ділянці теплової (термічної)

стабілізації можна виразити співвідношенням  $q = -\lambda \frac{t_{ct} - t_p}{\delta}$ , де  $\delta$  — товщина

пограничного шару,  $t_{ct}$  і  $t_p$  — температура стінки і рідини на внутрішній межі пограничного шару. Якщо прийняти, що  $t_{cm}$  — постійна, а значить величина  $(t_{cm} - t_p)$  на вхідній ділянці також постійна, то значення  $q$ , максимальне на вході, поступово зменшується в міру збільшення товщини теплового пограничного шару. Довжина стабілізованої ділянки для

горизонтальної круглої труби залежить від коефіцієнта теплопровідності, числа  $Re$ , стабілізованої течії та інших величин. Вона приймається рівною  $50d$ .

Для ламінарної ізотермічної течії рідини характерний параболічний розподіл швидкостей

$$\omega = \omega_0 \left(1 - r_x^2 / r^2\right),$$

де  $\omega$  – швидкість на відстані  $r_x$  від осі труби;

$\omega_0$  – швидкість по осі труби;

$r$  – радіус труби.

На осі труби швидкість буде максимальною, біля стінки дорівнює нулю. Середня швидкість в умовах ламінарної течії  $\bar{\omega} = 0,5\omega_0$ .

Ламінарна течія рідини характеризується двома режимами неізотермічного руху: в'язкісним і в'язкісно-гравітаційним. Закони для цих режимів різні.

У випадку в'язкісного режиму передача теплоти до стін труби (і навпаки) здійснюється лише теплопровідністю. Природна конвекція відсутня. Розподіл швидкостей в перерізі не буде чисто параболічним, оскільки зі зміною температури перерізу змінюється і в'язкість. Розподіл швидкостей залежить від напрямку теплового потоку. Під час нагрівання рідини її температура біля стінки вище температури основного потоку, а в'язкість менше. Процеси охолодження протікають у зворотному напрямку. Таким чином, під час нагрівання рідини швидкості руху біля стінки більші, ніж в умовах охолодження, і тепловіддача вища.

В'язкісно-гравітаційний режим характеризується тим, що вимушений рух рідини супроводжується природною конвекцією. Тоді теплота буде передаватися теплопровідністю і конвекцією. Для цього режиму велике значення має напрямок вільної конвекції та вимушеної течії. Вони можуть збігатися, бути протилежними один одному або бути взаємно перпендикулярними. Останнє має місце у горизонтальних трубах.

У разі збігу руху природної та вимушеної конвекцій швидкість рідини біля стінки зростає і тепловіддача збільшується. У випадку протилежного напрямку руху вимушеної та природної конвекції швидкість біля стінки і тепловіддача зменшуються.

Для вихрового руху біля стінки, який особливо помітний у вертикальних трубах, тепловіддача посилюється. У разі взаємно перпендикулярного руху природної та вимушеної конвекцій внаслідок кращого перемішування рідини тепловіддача посилюється. Отже, в неізотермічних умовах суворого ламінарного режиму бути не може.

Для в'язкісного режиму середній коефіцієнт тепловіддачі в гладких прямих трубах розраховується за формулою

$$Nu_p = 0,15 Re_p Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_{cr})^{0,25}. \quad (1.47)$$

Для в'язкісно-гравітаційного режиму застосовується рівняння

$$Nu_p = 0,17 Re_p^{0,33} Pr_p^{0,43} Gr_p^{0,1} (Pr_p / Pr_{cr})^{0,25}. \quad (1.48)$$

Критерієм Грасгофа, що входить до рівняння (1.48), враховується вплив на тепловіддачу природної конвекції. Для газів формула (1.48) спрощується

$$Nu_p = 0,13 Re_p^{0,33} Gr_p^{0,1}. \quad (1.49)$$

Для газів число Прандтля практично не залежить від температури, відповідно, відношення  $Pr_p / Pr_{cm} = 1$ .

У разі нестабілізованої початкової ділянки потоку ( $l/d < 50$ ) значення  $\alpha$  з формул (1.47) – (1.49) слід помножити на поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_1$

$l/d$	1	4	5	10	15	20	30	40	50
$\varepsilon_1$	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

В стабілізованій області ( $l/d \geq 50$ ) поправка  $\varepsilon_1 = 1$ .

**Тепловіддача в умовах турбулентного руху рідини у трубах.** Турбулентний режим – режим руху рідини з хаотичними траєкторіями руху часток, що змінюються в часі, коли в потоці виникають нерівномірно розподілені нерегулярні пульсації швидкості, тиску і температури. Режим, крім основної осьової течії рідини, характеризується поперечним рухом, що призводить до обміну імпульсами в цьому напрямку. Проте кожна частка зберігає свій імпульс у поздовжньому напрямку. Завдяки інтенсивному перемішуванню рідини в умовах турбулентного руху, профіль швидкості стає більш рівномірним. У стабілізованому турбулентному потоці розподіл швидкостей по перерізу має вигляд усіченої параболи.

Аналогічно утворенню гідродинамічного пограничного шару формується аналогічний тепловий шар. У ньому має місце тепловий підшар, в якому теплота передається шляхом молекулярної теплопровідності, перехідна область і турбулентний пограничний шар, в якому визначальну роль грає перенесення теплоти турбулентними пульсаціями.

Інтенсивність тепловіддачі у турбулентному потоці завжди вища, ніж у ламінарному, оскільки режим супроводжується зменшенням товщини пограничного шару і термічного опору. У розрахункові залежності визначення середнього значення  $\alpha$  вводиться відношення  $Pr_p / Pr_{cm}$  для урахування впливу напрямку теплового потоку на профіль швидкостей.

Для стаціонарного турбулентного руху ( $Re \geq 10^4$ ) в прямій трубі рекомендується формула

$$Nu_p = 0,023 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,4}. \quad (1.50)$$

Або у розгорнутому вигляді

$$\frac{\alpha d_{екв}}{\lambda_p} = 0,023 \left( \frac{w_{сер} d_{екв}}{\nu_p} \right)^{0,8} \left( \frac{c_p \mu_p}{\lambda_p} \right)^{0,4}, \quad (1.51)$$

де  $d_{екв} = 4S/\Pi$  – еквівалентний діаметр (м),

$S$  – площа поперечного перерізу потоку (м<sup>2</sup>);

$\Pi$  – змочений периметр перерізу, м (для труб круглого перерізу  $d_{екв}$  дорівнює внутрішньому діаметру труби);

$w_{сер}$  – середня швидкість теплоносія, м/с.

З рівняння (1.51) випливає, що для розвинутого турбулентного руху значення  $\alpha$  визначається, головним чином, швидкістю потоку і відповідно – величиною критерію  $Re$ , зі зростанням якої стає тонше пограничний шар – область найбільш різкої зміни температур (в ядрі потоку, внаслідок перемішування, температура практично постійна). Істотний вплив на тепловіддачу мають також фізичні властивості рідини  $\nu$  і  $\lambda$ , які виражаються критерієм  $Pr$ . Рівняння (1.51) отримано для прямих труб із відношенням  $l/d > 50$ . Для більш коротких значень  $\alpha$  буде вищим. Коли  $l/d < 50$  праву частину рівняння (1.50) вводиться множник, значення якого коливається в межах 1,02 – 1,65.

У разі розвинутого турбулентного режиму в прямих трубах і каналах використовується більш точне рівняння

$$Nu_p = 0,021 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (1.52)$$

де  $Pr_{ст}$  – критерій Прандтля за середньої температури стінки апарату;

$\left( \frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$  – цей множник враховує відмінності поля температур, в'язкості і товщини

пограничного шару в умовах нагрівання та охолодження теплоносія.

В умовах руху в зігнутих трубах (змійовиках) значення  $\alpha$  внаслідок додаткової турбулізації потоку в місцях вигину труб дещо зростає в порівнянні з прямими трубами (рівної довжини). Розрахунок коефіцієнта  $\alpha_R$  в змійовиках коли  $Re_p \geq 10^4$  виконують за

рівнянням (1.50) або (1.52) з введенням поправочного коефіцієнта до розрахункової величини для прямих труб:

$$\alpha_R = \alpha \left( 1 + 3,54 \frac{d}{D} \right), \quad (1.53)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труби змійовика;

$D$  – діаметр витка змійовика.

Розглянуті положення характеризують тепловіддачу до рідини в трубах з гладкими стінками. Шорсткість стінки в умовах ламінарного руху рідини проявляється у збільшенні поверхні обтікання (подібно ефекту ребра). На структуру потоку шорсткість не впливає. Такий висновок однаково відноситься і до турбулентних течій в області гладкого тертя, тобто коли виступи шорсткості не виходять за межі в'язкого підшару. У сфері шорсткого тертя тепловіддача інтенсифікується за допомогою турбулізації в'язкого підшару. Одночасно внаслідок тертя зростає гідравлічний опір.

Створення штучної шорсткості за допомогою ребер – один з методів інтенсифікації процесу. Встановлено, що для співвідношення кроку між сусідніми виступами та їх висотою, що дорівнює приблизно 13, коефіцієнт тепловіддачі приблизно в 2,3 рази вище, ніж у гладких трубах. Використання цього методу має завжди ув'язуватися зі специфікою технологічного процесу. Наприклад, в апаратах мікробіологічного виробництва шорсткість внутрішніх стінок не допустима, оскільки створюються серйозні проблеми для миття та стерилізації апаратів. У той же час на харчових підприємствах широко використовуються теплообмінники з ребрами, пластинчасті теплообмінники з гофрованими паралельними пластинами.

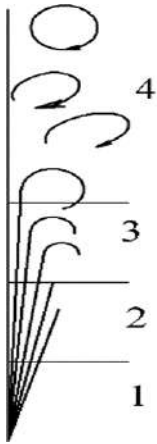
**Тепловіддача за природної конвекції.** Рушійна сила природної конвекції, що зумовлює рух рідини, виникає під впливом її густини внаслідок зміни температури у просторі. Поблизу нагрітої стінки рідина рухається вгору, а біля холодної – вниз. В результаті виникає конвекційний рух теплоносія у робочому об'ємі апарату.

За вільного руху тепловіддача залежить від форми і розмірів поверхні нагріву (або охолодження), температури цієї поверхні, температури рідини, коефіцієнта об'ємного розширення  $\beta$  та інших її фізичних властивостей ( $\lambda, a, \nu, \rho$ ), а також від прискорення сили тяжіння. В той же час, швидкість руху рідини не впливає на тепловіддачу, оскільки вона є функцією незалежних характеристик, зазначених вище. Тому критерій Рейнольдса не входить в узагальнене рівняння тепловіддачі для природної конвекції. Визначальними є критерії Грасгофа  $Gr$  та Прандтля  $Pr$ .

Розглянемо варіанти вільного теплообміну у просторі. В умовах теплообміну між рідиною і стінкою, яку вона обтікає, різниця температур по перерізу потоку рідини вгорі і

внизу, а отже, швидкість і режим руху залежать від висоти стінки. Відзначають чотири режими руху.

У разі передачі теплоти від стінки до рідини (рух знизу вгору), у нижній частині має місце плівкова течія, через невелику різницю температур (рис. 1.9) плівкова течія переходить у розвинений ламінарний рух. В умовах подальшого зростання температури рідини в перехідній області зароджуються вихори, їх кількість та інтенсивність зростають по висоті. Потім перехідний режим змінюється турбулентною течією. Видно, що у цьому випадку визначальним розміром є висота стінки.



1 – плівкова течія;  
 2 – розвинений ламінарний рух;  
 3 – перехідна область;  
 4 – турбулентний режим  
 Рисунок 1.9 – Структура потоків за умови природної конвекції

За умови теплообміну рідини з горизонтальною поверхнею напрямком теплового потоку та розташування джерела теплоти по відношенню до рідини визначають гідродинамічну обстановку. Коли рідина знаходиться над горизонтальною поверхнею, то природна конвекція виникає тільки в тому випадку, якщо тепловий потік спрямований від стінки до рідини (рис. 1.10).

Для випадку горизонтального розташування гарячої стінки над рідиною структура потоків інша (рис. 1.11), характер течії залежить від її найменшого розміру. Останній приймається за визначальний для обчислення критерію  $Gr$ . Для вертикальних поверхонь визначальним розміром є висота.

Оскільки природна конвекція є складним процесом, його точний аналітичний розрахунок складний. Тому користуються узагальненим рівнянням для  $\alpha$

$$Nu = C(GrPr)^n, \quad (1.54)$$

де  $C$  і  $n$  – коефіцієнти, що визначаються за експериментальними даними.

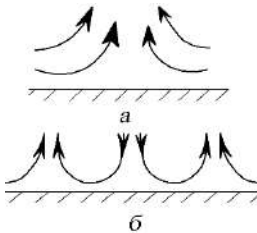
Значення добутку  $GrPr$ , коефіцієнтів  $C$  і  $n$  для різних режимів руху наступні:

Режим руху	$GrPr$	$C$	$n$
Плівковий	$10^{-3}$	0,5	0
Ламінарний	500	1,18	0,125
Перехідний	$500 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Турбулентний	$> 2 \cdot 10^7$	0,135	0,33

Визначальним геометричним розміром у рівнянні (1.54) є висота вертикальної поверхні  $h$  або внутрішній діаметр труби  $d_{mp}$ . Як визначальну температуру прийнята середня температура пограничного шару, яка дорівнює  $(t_p + t_{cm})/2$ . В умовах вільної конвекції в заданому обмеженому просторі (наприклад, в сорочці апарату) рухи частинок, що піднімаються і опускаються, вже не розмежовані, що ускладнює циркуляцію, а отже, – теплообмін. В цьому випадку процес теплообміну розглядають, як перенесення теплоти лише теплопровідністю, з використанням еквівалентного коефіцієнта теплопровідності  $\lambda_{екв}$ , який визначається експериментально.

Величина  $\lambda_{екв} = K \delta$  де  $\delta$  – товщина прошарку рідини (газу), який розташований між двома стінками;  $K$  – коефіцієнт теплопередачі через стінки та прошарок між ними. Відношення  $\lambda_{екв}$  до звичайного коефіцієнта теплопровідності  $\lambda$  відображає вплив конвекції на теплообмін і носить назву коефіцієнта конвекції  $\varepsilon_k$ . Таким чином  $\lambda_{екв} = \varepsilon_k \lambda$ . Причому коли  $(GrPr) < 10^3$  коефіцієнт  $\varepsilon_k = 1$ , а коли  $(GrPr) > 10^3$  коефіцієнт  $\varepsilon_k = 0,18(GrPr)^{0,25}$ .

Плавне безвідривне обтікання поверхні гладкої труби спостерігається лише за малих чисел  $Re < 5$  (рис. 1.12).



а – поверхня обмеженого розміру; б – необмежена поверхня

Рисунок 1.10 – Структура потоків над горизонтальною гріючою поверхнею

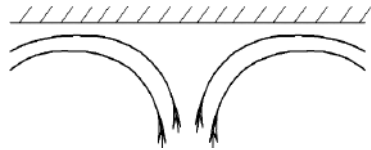


Рисунок 1.11 – Структура потоків під горизонтальною гарячою поверхнею

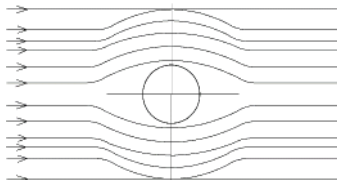


Рисунок 1.12 – Безвідривне обтікання одиночної труби

**Поперечне обтікання одиночної круглої труби та пучка труб. Рух рідини у кільцевому каналі.** Процес тепловіддачі за умови поперечного обтікання рідиною одиночної круглої труби, має ряд особливостей, які пояснюються гідродинамічною картиною руху рідини поблизу поверхні труби. Для великих чисел  $Re$  умови обтікання передньої (лобової) та задньої (кормової) половини труби абсолютно різні (рис. 1.13). Потік, що набігає, розділяється на дві частини і плавно обтікає передню частину периметра труби. На поверхні труби утворюється пограничний шар, який має найменшу товщину в будь-якій точці і далі поступово наростає в розмірах. З кормової сторони потік відривається від поверхні труби і виникають завихрення.

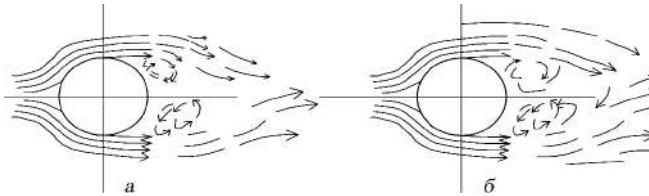


Рисунок 1.13 – Відривання ламінарного (а) і турбулентного (б) шару в процесі обтікання одиночної труби

Така картина обтікання труби значно позначається на тепловіддачі. Її інтенсивність по колу (периметру) труби неоднакова. Максимальне значення коефіцієнт тепловіддачі спостерігається у будь-якій твірній циліндра ( $\varphi = 0$ ), де товщина пограничного шару мінімальна (рис. 1.14). По поверхні циліндра в напрямку руху рідини інтенсивність теплообміну різко знижується і для  $\varphi = 90 - 100^\circ$  а досягає мінімуму.

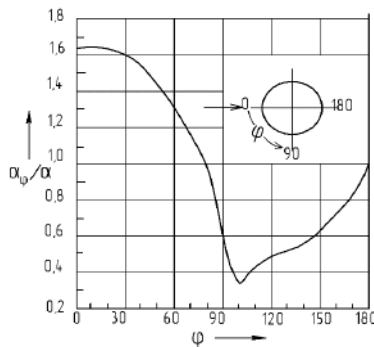


Рисунок 1.14 – Зміна відносного коефіцієнта тепловіддачі по периметру труби

Це пояснюється наростанням товщини пограничного шару, який ніби ізолює поверхню труби від основного потоку. У кормовій частині труби коефіцієнт знову зростає

за рахунок поліпшення відведення теплоти внаслідок вихрового руху і перемішування рідини. За малих чисел  $Re$  інтенсивність теплообміну у вихровій зоні нижче, ніж у будь-якій точці. У міру збільшення числа  $Re$  коефіцієнт тепловіддачі в кормовій зоні збільшується за рахунок інтенсифікації вихрового руху в області відриву. Можна зробити висновок, що тепловіддача по периметру одиночної труби в умовах поперечного обтікання залежить від характеру обтікання її поверхні, швидкості та напрямку потоку рідини, температури та діаметра труби, від напрямку теплового потоку, зовнішніх сил, що змінюють ступінь турбулізації потоку. Перераховані показники підкреслюють велику трудність аналітичного опису процесу.

Використовуються рівняння подібності для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі по периметру одиночної труби залежно від гідродинамічного режиму течії:

$$5 < Re_p < 10^3$$

$$Nu_p = 0,5 Re_p^{0,5} Pr_p^{0,38} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}, \quad (1.54)$$

$$10^3 < Re_p < 2 \cdot 10^5$$

$$Nu_p = 0,25 Re_p^{0,6} Pr_p^{0,38} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}, \quad (1.55)$$

$$2 \cdot 10^5 < Re_p < 2 \cdot 10^6$$

$$Nu_p = 0,23 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,37} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}. \quad (1.56)$$

Для газів залежності спрощуються:

$$Re_p < 10^3$$

$$Nu_p = 0,49 Re_p^{0,5}, \quad (1.57)$$

$$Re_p > 10^3$$

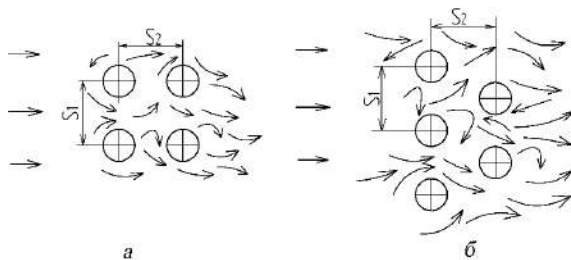
$$Nu_p = 0,245 Re_p^{0,6}. \quad (1.58)$$

Як визначальні розрахункові параметри обрані діаметр труби, швидкість набігання потоку і температура рідини  $t_p$ . Значення  $Pr_{ct}$  обчислюється за середньою температурою поверхні циліндра. Відношення критеріїв Прандтля враховує зміну фізичних властивостей теплоносія залежно від температури.

На інтенсивність тепловіддачі, крім критеріїв  $Re$  і  $Pr$ , істотно впливає турбулентність потоку, що набігає. Експериментально встановлено, що підвищення на 2,5% середнього квадратичного значення середніх у часі пульсаційних складових швидкості за умови турбулентного витікання призводить до збільшення на 80% числа  $Nu$ .

У теплообмінних пристроях доводиться розраховувати тепловіддачу пучка труб, характер обтікання яких ще складніший і залежить від компонування пучка. Істотне значення мають поперечний ( $S_1/d$ ) та поздовжній ( $S_2/d$ ) кроки труб. Розрізняють коридорне

та шахове розташування труб у пучку (рис. 1.15). Від схеми компоновки пучка залежать характер руху рідини та обтікання трубок. Умови обтікання першого ряду труб у коридорних та шахових пучках близькі до умов обтікання одиночної труби.

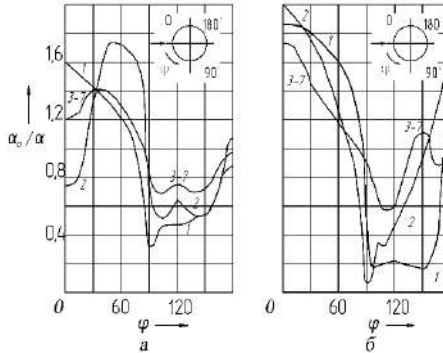


а – коридорне; б – шахове

Рисунок 1.15 – Схеми розташування труб у пучках

Для наступних рядів характер обтікання змінюється. У коридорних пучках (рис. 1.15, а) кожна наступна труба знаходиться у верхній зоні, яка утворена попередньою. Між трубами по глибині пучка утворюється застійна зона із відносно слабкою циркуляцією рідини. Тому лобова та кормова частини трубок обтікають рідиною зі значно меншою інтенсивністю, ніж лобова частина першого ряду в пучку. У шахових пучках (рис. 1.15, б) характер обтікання глибоко розташованих труб мало відрізняється від труб першого ряду. Внаслідок різних умов обтікання труб коридорного і шахового пучків характер розподілу місцевих коефіцієнтів тепловіддачі по поверхні труб у цих двох випадках неоднаковий.

Зміна відносних значень коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_o / \alpha$  по поверхні труб для  $Re = 14 \cdot 10^3$  можна оцінити за даними рис. 1.16. На поверхні труб другого та останнього рядів коридорних пучків максимум коефіцієнта тепловіддачі знаходиться не в передній лобовій (критичній) точці ( $\varphi = 0$ ), а зміщений вниз за течією і відповідає місцю зриву струменів з труб попереднього ряду. У шахових пучках труб у всіх рядів максимум коефіцієнта тепловіддачі (як і для одиночної труби) знаходиться в передній критичній точці.



а – коридорний пучок; б – шаховий пучок ( $Re = 14103$ , 1 – 7 – номери рядів пучка)  
 Рисунок 1.16 – Зміна відносних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_o/\alpha$  поверхнею труб:

Рівень середньої тепловіддачі на поверхні труб вище у шахового пучка, що обумовлюється кращим перемішуванням рідини в цьому пучку. В результаті аналізу та узагальнення дослідних даних для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі використовуються критеріальні залежності.

1. Коридорні пучки труб:

$$Re_p < 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,56 Re_p^{0,5} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}, \quad (1.59)$$

$$Re_p > 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,22 Re_p^{0,65} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}. \quad (1.60)$$

2. Шахові пучки труб:

$$Nu_p = 0,56 Re_p^{0,5} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}, \quad (1.61)$$

$$Re_p > 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,4 Re_p^{0,6} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}. \quad (1.62)$$

Для обчислення критеріїв за визначальний розмір приймають діаметр труб пучка; за визначальну температуру – середню температуру рідини; за визначальну швидкість – швидкість рідини у найвужчому поперечному перерізі пучка (пучок зазвичай поміщають у канал). Формули справедливі для будь-яких крапельних рідин та газів.

Значення коефіцієнта тепловіддачі для труб першого ряду визначаються шляхом множення знайденого коефіцієнта тепловіддачі для труб третього ряду на поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_1 = 0,6$ ; для труб другого ряду у шахових пучках – на  $\varepsilon_2 = 0,7$ ; а коридорних – на  $\varepsilon_3 = 0,9$ .

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі для всього пучка в цілому визначається за формулою

$$\alpha = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (1.63)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  – середні коефіцієнти тепловіддачі в окремих рядах труб;

$F_1, F_2, \dots, F_n$  – площі поверхні нагрівання кожного ряду.

Для газів розрахункові формули спрощуються.

1. Коридорні пучки труб:

$$Re_p < 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,49 Re_p^{0,5}; \quad (1.64)$$

$$Re_p > 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,194 Re_p^{0,65} \quad . \quad (1.65)$$

2. Шахові пучки труб:

$$Re_p < 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,49 Re_p^{0,5}; \quad (1.66)$$

$$Re_p > 1 \cdot 10^3$$

$$Nu_p = 0,35 Re_p^{0,6} \quad . \quad (1.67)$$

Формули (1.59) – (1.62) застосовують у випадку, коли потік рідини перпендикулярний осі пучка, тобто коли кут атаки  $\psi = 90^\circ$ . Якщо пучок труб вимушений потік рідини обтікає в умовах  $\psi < 90^\circ$ , то коефіцієнт тепловіддачі розрахований для пучка труб для  $\psi = 90^\circ$  множать на поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_\psi$ , значення якого наводяться нижче. Тоді:  $\alpha_\psi = \varepsilon_\psi \alpha_{90^\circ}$ .

$\psi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\psi$	1,0	1,0	0,98	0,94	0,88	0,87	0,67	0,52	0,42

Тепловіддача в умовах поздовжнього обтікання пучка труб – найпоширеніший випадок перенесення теплоти в міжтрубному просторі трубчастих апаратів, зокрема, кожухотрубних теплообмінників. У цьому випадку коефіцієнти тепловіддачі розраховуються за формулою

$$Nu_p = C (d_{\text{екв}} Re_p^{0,6} Pr_p^{0,23} \quad ), \quad (1.68)$$

де  $C = 1,16$  або  $1,72$  відповідно, за відсутності та наявності поперечних (сегментних) перегородок у міжтрубному просторі.

Визначальним міжтрубним розміром у рівнянні (1.68) є еквівалентний діаметр міжтрубного простору:

$$d_{\text{екв}} = \frac{D_в^2 - nd_n^2}{nd_n},$$

де  $n$  – число трубок в пучку.

Визначальною температурою є середня температура теплоносія. Рух рідини в кільцевому каналі (наприклад, між коаксіальними трубами в теплообмінниках типу «труба в трубі») супроводжується тепловіддачею. Якщо зовнішній діаметр внутрішньої труби, що омивається теплоносієм зовні, дорівнює  $d_з$ , а внутрішній діаметр зовнішньої труби (кожуха) дорівнює  $D_в$ , то  $\alpha$  знаходиться за рівнянням (1.50) з поправочним множником у правій частині, що визначається відношенням  $D_в/d_з$ , тоді

$$\text{Nu}_p = 0,023 \text{Re}_p^{0,8} \text{Pr}_p^{0,4} \left(\frac{D_в}{d_з}\right)^{0,45}. \quad (1.69)$$

В рівнянні (1.69) визначальним розміром є  $d_з$ .

**Тепловіддача в умовах механічного перемішування.** Теплообмінні апарати з механічними мішалками широко поширені в харчових технологіях. Значення коефіцієнтів тепловіддачі в них залежать від типу теплообмінного пристрою (сорочки, зміювики та інш.), конструкції апарату (з внутрішніми відбивними перегородками і без них), конструкції мішалки і фізичних властивостей середовища, що перемішується.

Для апаратів з мішалками, що створюють переважно радіальні потоки рідини (лопатеві та листові мішалки, відкриті турбінні мішалки з вертикальними лопатками), коефіцієнти тепловіддачі можуть бути визначені з формули

$$\text{Nu}_p = C \text{Re}_m^m \text{Pr}_p^n \left(\frac{\mu_p}{\mu_{\text{ст}}}\right)^{0,14}, \quad (1.70)$$

де  $\text{Re}_m = \rho_p n d_m^2 / \mu_p$  – критерій Рейнольдса, модифікований для мішалок;

$d_m$  – діаметр мішалки;

$n$  – частота обертання мішалки,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\mu_p$  – в'язкість середовища, що перемішується за середньої температури між температурами середовища  $t_p$  і стінки  $t_{\text{ст}}$  апарату з боку рідини, що перемішується;

$\mu_{\text{ст}}$  – в'язкість середовища за температури  $t_{\text{ст}}$ .

Рівняння (1.69) одержано для апарату без внутрішніх відбивних перегородок.

Значення коефіцієнта  $C$  та показників ступеня  $m$  та  $n$ : апарати з сорочками;  $m=0,67$ ,  $n=0,33$ ; для лопатевих та листових мішалок  $C=0,4$ ; для відкритих турбінних мішалок з шістьма вертикальними лопатками  $C=0,8$ ; апарати зі зміювиками

$m=0,62$ ,  $n=0,33$ ; для лопатевих та листових мішалок  $C=1,01$ ; для відкритих турбінних мішалок із шістьма вертикальними лопатками  $C=1,4$ .

В апаратах, оснащених турбінними мішалками та зміювиком, створюються переважно радіальні потоки рідини. У цьому випадку коефіцієнти тепловіддачі розраховуються за рівнянням

$$Nu_p = 0,17 Re_m^{0,67} Pr_p^{0,37} \left(\frac{d_m}{D}\right)^{0,1} \left(\frac{d_{тр}}{D}\right)^{0,5}, \quad (1.71)$$

де  $d_{тр}$  – зовнішній діаметр труби зміювика;

$D$  – внутрішній діаметр апарату.

Визначальним геометричним розміром у виразі для  $Nu_p$  є діаметр труби  $d_{тр}$ , а визначальною величиною  $\alpha_{сеп}$  – середній коефіцієнт тепловіддачі для нагрівання та охолодження. Рівняння (1.71) отримано для мішалок з шістьма лопатками.

Під час розрахунку  $\alpha$  тільки для процесу нагрівання (або охолодження) використовують залежність

$$\alpha = \alpha_{сеп} \left(\frac{\mu_p}{\mu_{ст}}\right)^m,$$

де  $m$  – показник ступеня, який визначається на основі експериментів.

**Плівкова течія.** Існує три способи передачі теплоти від стінки до плівки рідини:

- 1) перенесення теплоти до рідини за відсутності теплообміну на зовнішній поверхні плівки;
- 2) перенесення теплоти до рідини, ускладнене тепломасообміном на її вільній поверхні;
- 3) перенесення теплоти в умовах пароутворення на твердій поверхні, що обтікається.

До першого способу відносяться процеси нагрівання або охолодження рідини в плівкових теплообмінниках, до другого – процеси відгону летких компонентів шляхом їх випаровування, а також процеси абсорбції та десорбції. По третьому способу процес тепловіддачі відбувається в умовах кипіння рідини на твердій поверхні, що обігривається.

Нусельт запропонував точне рішення задачі для випадку перенесення теплоти в плівці рідини, що ламінарно рухається за відсутності теплообміну на її вільній поверхні з урахуванням наступного допущення: теплота передається тільки теплопровідністю по нормалі до напрямку руху плівки. Для одномірного перебігу плівки вздовж осі  $x$  рівняння Фур'є-Кірхгофа має вигляд

$$w_x \frac{\partial t}{\partial x} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}, \quad (1.72)$$

де  $a$  – коефіцієнт теплопровідності;

$y$  – координата нормалі до поверхні плівки.

Для способу, що розглядається, профіль швидкості по товщині в умовах ламінарного руху плівки стосовно вертикальної стінки описується залежністю

$$\frac{g}{\nu} \left( \delta y - \frac{y^2}{2} \right) \frac{\partial t}{\partial x} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}, \quad (1.73)$$

де  $\delta$  – товщина плівки рідини;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Розрахунок тепловіддачі в умовах ламінарного стікання плівки виконується за рівнянням

$$Nu = 0,0942 Re Pr \frac{\delta}{x} + 7,52, \quad (1.74)$$

де  $Nu = aD_e/\lambda$ ;

$D_e = 4\delta$ .

Перший член правої частини рівняння (1.74) характеризує вплив на тепловіддачу формування профілю швидкостей на вхідному ділянці. У міру віддалення від входу, тобто зростанням  $x$ , цей член швидко зменшується. Оскільки в умовах ламінарного руху плівки рідини числа Рейнольдса малі, підвищення інтенсивності тепловіддачі на вхідній ділянці істотно за значних чисел Прандтля (для в'язких рідин) і на малих відстанях від входу. Якщо рідина має низьку в'язкість, то перший член правої частини рівняння (1.74) стає досить малим порівняно з другим. Тоді для ламінарного стікання плівки

$$Nu = 7,52 \quad \text{або} \quad \alpha = 1,88\lambda/\delta. \quad (1.75)$$

Видно, що коефіцієнт зменшується зі збільшенням товщини плівки, тобто зі зростанням  $Re$ . У режимі хвилеподібні течії плівки значення  $Nu$  збільшується зі збільшенням  $Re$ . Рівняння (1.75) можна застосувати коли  $Re < 615 Pr^{-0,646}$ .

В умовах складного процесу, коли тепловіддача ускладнена масовіддачею на вільній поверхні плівки, що має місце в умовах випаровування або конденсації, пристінний шар рідини швидко нагрівається до температури стінки. В результаті встановлюється постійний тепловий потік по перерізу плівки, тому що вся сприйнята нею теплота передається рідині, що випаровується.

Питомий тепловий потік можна виразити співвідношенням

$$q = \alpha(t_{ст} - t_n) = \frac{\lambda}{\delta}(t_{ст} - t_n), \quad (1.76)$$

де  $t_n$  – температура вільної поверхні плівки.

Для цього способу передачі теплоти

$$\alpha = 1,6\lambda/\delta \quad (1.77)$$

тобто коефіцієнт тепловіддачі нижче приблизно на 15 % проти його значенням за відсутності теплообміну плівки з довкіллям.

В умовах турбулентного режиму течії плівки рідини інтенсивне перенесення теплоти забезпечується турбулентними пульсаціями. Аналітичне розв'язання задачі тепловіддачі становить великі труднощі.

Наведемо рівняння для практичних розрахунків тепловіддачі за умов плівкового руху рідини. Якщо теплоносіє рухається по вертикальній поверхні у вигляді тонкої плівки, то коефіцієнти тепловіддачі визначаються залежно від режиму течії плівки.

Для ламінарного режиму ( $Re_{пл} < 2300$ ):

$$Nu_{пл} = 0,67 Re_{пл}^{0,11} Pr_p^{0,33} \left(\frac{\delta_{np}}{h}\right)^{0,33}, \quad (1.78)$$

де  $Nu_{пл} = \alpha \delta_{np} / \lambda_p$  – модифікований критерій Нусельта для плівки;

$Re_{пл} = 4\Gamma / \mu_p$  – модифікований критерій Рейнольдса для плівки;

$h$  – висота вертикальної поверхні;

$\Gamma$  – лінійна густина зрошення,  $\Gamma = \omega \delta \rho_p$ ;

$\delta_{np}$  – приведена товщина плівки, .

Для турбулентного режиму ( $Re_{пл} > 2300$ ) рівняння має вигляд

$$Nu_{пл} = 0,11 Re_{пл}^{0,33} Pr_p^{0,33} . \quad (1.79)$$

Визначальною температурою в рівняннях (1.78) і (1.79) є середня температура плівки, рівна  $(t_p + t_{cm}) / 2$ ,

де  $t_{cm}$  – температура стінки зі сторони рідини.

У випадку стікання плівки теплоносія горизонтальними трубами, розташованими одна над одною (відношення кроку  $s$  між трубами по вертикалі до зовнішнього діаметра труби  $s/d_3 = 1,7 - 2$ ),

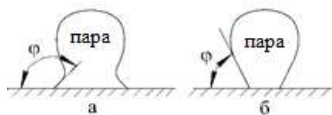
$$Nu_{пл} = 5 \cdot 10^{-3} Re_{пл}^{0,33} Pr_p^{0,33} . \quad (1.80)$$

У рівнянні (1.80) визначальна температура – середня температура теплоносія. Встановлено, що тепловіддача в умовах кипіння і без кипіння рідини протікає значно інтенсивніше, коли рідина розподілена по поверхні у вигляді плівки. Завдяки цьому плівкові теплообмінні апарати є більш перспективними. Так, плівкове охолодження знайшло застосування в апаратах вирощування дріжджів для відведення біологічної теплоти, що виділяється дріжджами в процесі їх культивування, а також для охолодження дріжджового концентрату після сепарування. Поверхні, що обтікаються повинні бути ретельно відполіровані та не мати відкладів у вигляді солей жорсткості. В іншому випадку спостерігається розбризкування рідини і зростає термічний опір поверхні.

**Тепловіддача під час кипіння рідини.** Розглядаються процеси кипіння рідини, в умовах коли рідка фаза переходить у пароподібну.

Тепловіддача в умовах кипіння знайшла застосування у харчовій технології, наприклад, у випарних, ректифікаційних та холодильних установках. У процесі кипіння відбувається інтенсивне пароутворення у всьому об'ємі киплячої рідини з утворенням парових бульбашок. Цей процес протікає за температури насичення  $T_n$  або дещо перевищує це значення і супроводжується поглинанням теплоти фазового переходу. Розрізняють кипіння рідини на поверхні нагріву та кипіння в об'ємі рідини. На відміну від процесу теплообміну в умовах конвекції однофазної рідини, процес теплообміну під час кипіння є більш інтенсивним, тому що супроводжується додатковим перенесенням теплоти та маси за допомогою бульбашок або парової плівки.

Розглянемо механізм кипіння рідини. В процесі нагрівання до температури кипіння пограничний шар рідини біля стінки руйнується. На мікронерівностях стінки, яка передає теплоту, утворюються бульбашки пари. Величина, форма і кількість бульбашок залежать від кількості теплоти, що підводиться, шорсткості і чистоти поверхні нагріву, а також від здатності рідини змочувати цю поверхню. На поверхні, яка не змочується (крайовий кут  $\varphi > 90^\circ$ ) бульбашка відривається по шийці, тобто в найбільш вузькому місці (рис. 1.17). На поверхні після відриву утворюється зародок наступної бульбашки. Він ізолює рідину від контакту з поверхнею.



*a* – на поверхні, яка не змочується; *б* – на поверхні, що змочується  
Рисунок 1.17– Форма парових бульбашок

На поверхні, що змочується ( $\varphi < 90^\circ$ ) бульбашка відривається безпосередньо від поверхні нагріву. На практиці частіше зустрічаються поверхні, що змочуються. Тиск  $p_n$  всередині сферичної бульбашки радіусом  $R$  більший за тиск у навколишньому середовищі (рідини)  $p$  на величину  $\Delta p$ , тобто

$$\Delta p = p_n - p = 2\sigma/R, \quad (1.81)$$

де  $\sigma$  – поверхневий натяг на межі розділу фаз.

Для передачі теплоти від стінки до киплячої рідини потрібне перегрівання стінки щодо температури насичення цієї рідини. На рис. 1.18 показано залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  та густини теплового потоку  $q$  від температурного напору  $\Delta t$  для киплячої рідини.

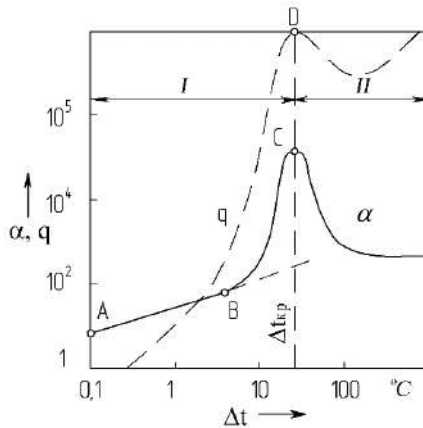


Рисунок 1.18 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  та щільності теплового потоку  $q$  від температурного напору  $\Delta t$

Температурний напір  $\Delta t = t_{cm} - t_{kan}$ , де  $t_{cm}$  і  $t_{kan}$  – температура стінки з боку киплячої рідини і температура кипіння. В області  $AB$  перегрів рідини незначний ( $\Delta t < 5$  K), невелика і кількість активних центрів пароутворення. Такими центрами є мікроблядини на поверхні стінки, у яких утворюються зародки парових бульбашок. Інтенсивність теплообміну визначається в основному закономірностями тепловіддачі вільної конвекції поблизу нагрітої стінки. У ділянці  $AB$  коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha \sim \Delta t^{(1/3...1/4)}$ . Подальше підвищення температурного напору супроводжується збільшенням кількості активних центрів пароутворення, внаслідок чого коефіцієнт тепловіддачі різко зростає. На рис. 1.18 це відрізок  $HD$ . Оскільки пара на гарячій поверхні знаходиться у вигляді бульбашок, цю область називають бульбашковим кипінням.

Висока інтенсивність теплообміну в умовах бульбашкового режиму пояснюється тим, що поверхня нагріву омивається рідиною, яка турбулізується бульбашками, що відриваються. Турбулізація приграничного шару біля поверхні стінки пропорційна числу та об'єму парових бульбашок, що утворюються в мікроблядинах на поверхні нагрівання. В областях, що примикають до центрів пароутворення, рідина частково випаровується. Парові бульбашки, що утворюються, піднімаються і збільшуються в об'ємі та захоплюють значні маси рідини. Місце рідини, що випарувалася, займають свіжі потоки. Таким чином, створюється активна циркуляція рідини біля поверхні нагріву (рис. 1.19) і процес тепловіддачі інтенсифікується.

У області, яка розглядається коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha \approx \Delta t^{2/3}$ . Як видно з рис 1.18, у точці  $C$  коефіцієнт має максимальне значення, що відповідає максимальній густині теплового потоку  $q$  (точка  $D$ ).

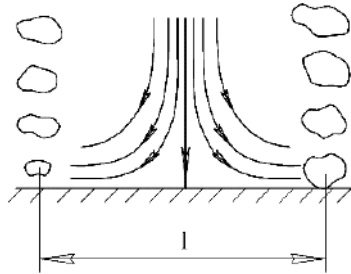


Рисунок 1.19 – Схема процесу тепловіддачі в умовах бульбашкового кипіння

Далі зі зростанням  $\Delta t$  коефіцієнт тепловіддачі різко знижується. Це пояснюється тим, що коли  $\Delta t = \Delta t_{кр}$  ( $\Delta t_{кр}$  – критичне значення температурного напору) число центрів пароутворення зростає настільки, що відбувається злиття (коалесценція) бульбашок пари, і поверхня нагріву (величина  $l$  на рис. 1.19) покривається плівкою перегрітої пари, що погано проводить тепло. Хоча ця плівка і не стабільна, її термічний опір великий, що призводить до значного падіння величини  $\alpha$ . В результаті бульбашковий режим кипіння стрибкоподібно змінюється плівковим.

Значення температурного напору, коефіцієнта тепловіддачі та густини теплового потоку в точці переходу від бульбашкового до плівкового режиму кипіння називається критичним. Експериментально встановлено, що для води в умовах атмосферного тиску  $q_{кр} \approx 1,16 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>. Як правило, щоб уникнути перегріву стінок і переходу до плівкового режиму кипіння парогенератори працюють в умовах питомих теплових навантажень менше критичних.

У кінетиці тепловіддачі під час кипіння визначальну роль грають розміри парових бульбашок та частота їх відриву від поверхні, що залежать від властивостей рідини та інших факторів, які важко оцінити кількісно. У момент відриву від поверхні бульбашка знаходиться під дією підйомної сили, пропорційної об'єму, і силі, обумовленої поверхневим натягом. Робота підйомної сили виражається залежністю,  $g(\rho_p - \rho_n)V_n \delta$ . ( $V_n$  – об'єм бульбашки;  $\delta$  – її характерний розмір), а робота сил поверхневого натягу – залежністю  $\sigma \delta^2$ .

Деформація бульбашки стає значною, коли робота підйомної сили, що викликає деформацію бульбашки, має той самий порядок, що й робота сили поверхневого натягу. Оскільки  $V_n \sim \delta^3$ , запишемо

$g(\rho_p - \rho_n)\delta^4 \approx \sigma\delta^2$  або  $\delta \approx \{\sigma/[g(\rho_p - \rho_n)]\}^{1/2}$  – капілярна стала, що визначає радіус відриву бульбашок  $R_0$ . Експериментально встановлено, що

$$R_0 = 0,0208 \varphi \sqrt{\sigma/[g(\rho_p - \rho_n)]} = 0,0208\varphi\delta, \quad (1.82)$$

де  $\varphi$  – крайовий кут змочування, для води  $\varphi \approx 50^\circ$ .

Перенесення теплоти в умовах бульбашкового кипіння включає її передачу від стінки до рідини, а потім рідиною теплота передається до внутрішньої поверхні бульбашок у вигляді теплоти випаровування. Передача теплоти від стінки до бульбашки дуже мала, тому що мізерно мала поверхня контакту бульбашок зі стінкою. Крім того, теплопровідність пари також незначна. Щоб теплота від рідини передавалася бульбашкам пари, температура рідини повинна бути трохи вище температури пари. Тому кипляча рідина дещо перегріта щодо температури насиченої пари над поверхнею киплячої рідини.

Коефіцієнт тепловіддачі для випадку кипіння є складною функцією багатьох змінних, і звести їх в єдину залежність дуже важко. Для розвиненого бульбашкового кипіння в результаті узагальнення експериментальних даних для різних рідин отримана розрахункова залежність

$$\overline{Nu} = C \overline{Re}^n Pr_p^{1,3}, \quad (1.83)$$

де  $C = 0,0625$  і  $n = 0,5$  для  $\overline{Re} \leq 0,01$ ;  $n = 0,65$  для  $\overline{Re} \geq 0,01$ .

Фізичні константи визначаються за температури кипіння рідини.

Тут  $Nu = \overline{\alpha}l/\lambda_{жс}$ ;  $\overline{Re} = R\overline{v}/\nu_p$ . Як визначальний розмір прийнята величина  $l$

$$l = \frac{Cp\rho_p\sigma T}{(r\rho_n)^2}, \quad (1.84)$$

де  $r$  – теплота випарювання.

Величина  $\omega$  швидкість видалення пари з поверхні нагріву – розраховується за кількістю теплоти, що передається:

$$\omega = \frac{Q}{r\rho_n F} = \frac{q}{r\rho_n} \quad (1.85)$$

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  може бути визначений за рівнянням

$$\alpha = Aq^n, \quad (1.86)$$

де  $A$  і  $n$  – константи.

В більшості випадків  $n = 0,6..0,7$ ; константа  $A$  залежить від фізичних властивостей рідини, які впливають на інтенсивність перенесення теплоти під час кипіння. Через складний характер теплообміну в даний час не існує його суворої кількісної теорії.

**Теплообмін в умовах безпосереднього контакту теплоносіїв.** В умовах безпосереднього контакту в системах газ – рідина і газ (рідина) – тверде тіло інтенсифікуються процеси теплообміну і спрощується їх апаратне оформлення. Теплообмін в умовах безпосереднього контакту газу та рідини (наприклад, у скруберах та градирнях) є типовим процесом тепломасопередачі. Так, якщо вода в контакт з повітрям охолоджується, відбувається часткове випаровування води та її поширення в потоці повітря. Випаровування відбувається за температури меншої, ніж температура кипіння рідини за даного тиску. Приймають, що основний опір процесу перенесення теплоти у системах газ – рідина зосереджено у газовому середовищі. Незважаючи на важливе значення процесів тепломасообміну, відсутні широкі узагальнення для розрахунку теплопередачі за умов безпосереднього контакту фаз.

Для окремого випадку – процесу охолодження повітря водою в насадкових скруберах отримана узагальнена залежність

$$K_i = 0,01 Re_z^{0,7} Re_p^{0,7} Pr_z^{0,3} \quad , \quad (1.87)$$

де  $K_i = kd_{екв}/\lambda_r$  – критерій Кирпичова;

$Re_r = 4\alpha_0 V/v_r F$  – критерій Рейнольдса для газу;

$Re_p = Gd_{екв}/v_p$  – критерій Рейнольдса для рідини;

$Pr_r = \nu_r/a_r$  – критерій Прандтля для газів;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, чисельне значення якого визначає умови теплообміну між газом та рідиною;

$\omega$  – швидкість повітря у вільному перерізі апарату, м/с;

$G$  – інтенсивність зрошення,  $m^3/(m^2c)$ ;

$d_{екв} = 4V/F$  – еквівалентний діаметр, м;

$V$  – вільний об'єм насадки,  $m^3/m^3$ ;

$F$  – площа поверхні насадки одиниці об'єму,  $m^2/m^3$ .

В апаратах з нерухомим шаром матеріалу (наприклад, в сушарках періодичної дії) процес теплообміну між дисперсною твердою фазою і потоком газу (рідини) складається із зовнішньої тепловіддачі, тобто перенесення теплоти з фази теплоносія до поверхні частинок матеріалу, і переносу теплоти всередині частинок. Теплообмін у випадку руху теплоносія через шар зернистого матеріалу або насадки є складним процесом, що залежить

від форми і розміру дисперсного матеріалу, порозності шару, фізичних властивостей теплоносія та інш. Відомо ряд залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ :

$$Re_3 = 0,01 \dots 2$$

$$Nu_3 = 0,515 Re_3^{0,85} Pr^{0,33}, \quad (1.88)$$

$$Re_3 = 2 \dots 30$$

$$Nu_3 = 0,725 Re_3^{0,47} Pr^{0,33}, \quad (1.89)$$

$$Re_3 = 30 \dots 8 \cdot 10^4; Pr = 0,6 \dots 3,6 \cdot 10^3$$

$$Nu_3 = 0,395 Re_3^{0,64} Pr^{0,33}, \quad (1.90)$$

$$\text{де } Re_3 = 4\Phi Re / [6(1 - \varepsilon)];$$

$$Re = \omega_0 d_3 / \nu;$$

$\omega_0$  – фіктивна швидкість (віднесена до всієї площі поперечного перерізу апарату);

$\Phi$  – коефіцієнт форми  $\Phi = F_k / F$

$F_k$  – площа поверхні кулі, що має той же об'єм, що і дане тіло з площею поверхні  $F$ ;

$\varepsilon$  – порозність шару.

Для розрахунку перенесення теплоти всередині твердого зернистого матеріалу отримані залежності, які відрізняються великою складністю. Тому вони тут не наводяться. Теплообмін у шарі зернистого матеріалу, що рухається, забезпечує безперервність процесу перенесення теплоти (наприклад, між дисперсним матеріалом і потоком теплоносія, що проходить через шар цього матеріалу, наприклад, в сушарках безперервної дії).

Для орієнтовних розрахунків коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  можна скористатися рівняннями:

$$Re < 200$$

$$Nu = 0,014 Re Pr^{0,33}, \quad (1.91)$$

$$200 \leq Re \leq 700 \text{ і } Pr = 0,68 \dots 1,1$$

$$Nu = 0,056 Re^{0,87} Pr^{0,33}, \quad (1.92)$$

$$\text{де } Nu = \alpha d / \lambda;$$

$$Re = \alpha d / (v\varepsilon);$$

$d$  – діаметр частинок.

Розрахунок процесу складний через необхідність визначення поверхні теплообміну в шарі і різниці температур між матеріалом і зріджуючим агентом. Вимірювання температури частинок в стані псевдозрідження матеріалу не уявляється можливим.

Теплообмін у псевдозрідженому шарі полягає у конвективному переносі теплоти в основному теплопровідністю всередині частинок. Якщо внесок теплового випромінювання незначний, ним нехтують. Як розрахункова величина приймають середню температуру

частинок. Математичний опис процесу теплообміну в псевдозрідженому шарі спрощують. Для цього приймають ряд припущень, які дозволяють отримати аналітичні рішення рівнянь, прийнятні для виконання інженерних розрахунків. Важливо, щоб ці припущення не спотворювали фізику процесу.

Для наближеного визначення коефіцієнтів рекомендуються рівняння:

$$Re < 200$$

$$Nu = 1,6 \cdot 10^{-2} (Re/\varepsilon)^{1,3} Pr^{1/5}, \quad (1.93)$$

$$Re > 200$$

$$Nu = 0,4 \cdot (Re/\varepsilon)^{2/5} Pr^{1/5}. \quad (1.94)$$

### 1.6. Теплове випромінювання

Відомо, що носіями променевої енергії є електромагнітні коливання з різною довжиною хвилі. Залежно від діапазону довжин хвиль розрізняють рентгенівські, ультрафіолетові, світлові, інфрачервоні промені і радіохвилі. З них найбільший інтерес для теплопередачі представляють світлові та інфрачервоні промені. Довжина видимих (світлових) хвиль становить 0,4 – 0,8 мкм, а теплових (інфрачервоних) від 0,8 до 800,0 мкм. Виникнення потоку променів внаслідок перетворення теплової енергії на променисту називають випромінюванням.

За фізичною сутністю теплове випромінювання аналогічне випромінювання світла. Закони поширення, відбивання і заломлення, встановлені для світлових променів, справедливі і для теплових. Тверді тіла мають суцільний спектр випромінювання, тобто вони здатні випромінювати хвилі всіх довжин за будь-якої температури.

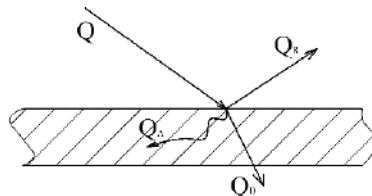


Рисунок 1.20 – Схема розподілу падаючої променевої енергії

Нехай із усієї кількості потоку випромінювання, що падає на тіло  $Q_H$  (рис. 1.20), частина  $Q_A$  поглинається, частина  $Q_R$  відбивається і частина  $Q_D$  проходить через тіло.

Тоді рівняння теплового балансу у загальному матиме вигляд

$$Q_H = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (1.95)$$

або у частках від загальної енергії випромінювання

$$Q_A/Q_H + Q_R/Q_H + Q_D/Q_H = A + R + D = 1. \quad (1.96)$$

Якщо  $A=1$  і відповідно  $R=D=0$ , це означає, що тіло повністю поглинає всі промені, що падають на нього. Такі тіла називають *абсолютно чорними*.

Коли  $R=1$  (відповідно  $A=D=0$ ) тіло відбиває всі падаючі нього промені. Ці тіла називають *абсолютно білими*.

Якщо  $D=1$  (відповідно  $A=R=0$ ), тіло пропускає всі падаючі на нього промені. Такі тіла називаються *абсолютно прозорими* або *діатермічними*.

Абсолютно чорних, білих і прозорих тіл у природі не існує, тому у застосуванні до реальних тіл ці поняття умовні. Значення  $A$ ,  $R$  і  $D$  залежать від природи тіла, його температури і спектра падаючого випромінювання. Всі тіла в природі, які поглинають, відображають або пропускають частину променів, що падають на них, називають *сірими тілами*.

З реальних тіл до абсолютно чорного тіла близька сажа. Її поглинальна здатність становить 90–96% всіх променів. Більшість твердих тіл і деякі рідини практично непрозорі (атермічні), тобто  $D=0$ ,  $A+R=1$ . Високу відбивну здатність мають тверді тіла зі світлою полірованою поверхнею. До прозорих (діатермічних) середовищ можуть бути віднесені всі гази (за винятком деяких багатоатомних газів).

**Закони теплового випромінювання.** Повна кількість енергії, що випромінюється в одиницю часу одиницею площі поверхні тіла, називається випромінювальною здатністю даного тіла:

$$E = Q_H / F\tau. \quad (1.97)$$

Енергія випромінювання тіла залежить від довжини хвиль  $\lambda$  (від  $\lambda=0$  до  $\lambda=\infty$ ), його температури і є інтегральною характеристикою.

Випромінювальна здатність тіла, віднесена до довжин хвиль від  $\alpha\lambda$  до  $\lambda+\alpha\lambda$ , тобто до інтервалу довжин хвиль  $\alpha\lambda$ , називається інтенсивністю випромінювання:

$$I = \alpha E / \alpha\lambda. \quad (1.98)$$

Зв'язок між випромінювальною здатністю та інтенсивністю випромінювання можна встановити шляхом інтегрування рівняння (1.98):

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I\alpha\lambda. \quad (1.99)$$

Інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла встановлюється *законом*

Планка:

$$I_0 = \frac{C_1}{\lambda^5} [\exp C_2 / (\lambda T) - 1], \quad (1.100)$$

де  $\lambda$  – довжина хвилі випромінювання, м;

$T$  – абсолютна температура, К ;

$C_1$  і  $C_2$  – постійні випромінювання, відповідно рівні  $3,74 \cdot 10^{-16}$  Вт м<sup>2</sup> та  $1,44 \cdot 10^{-2}$  м К.

Цю функціональну залежність Планк знайшов аналітично на основі електромагнітної теорії світла. Аналіз формули (1.100) показує, що для  $\lambda = 0$  і  $\lambda = \infty$   $I = 0$ . Отже, залежність  $I = f(\lambda, T)$  має екстремальний характер (рис. 1.21) і інтенсивність випромінювання швидко збільшується із зростанням температури.

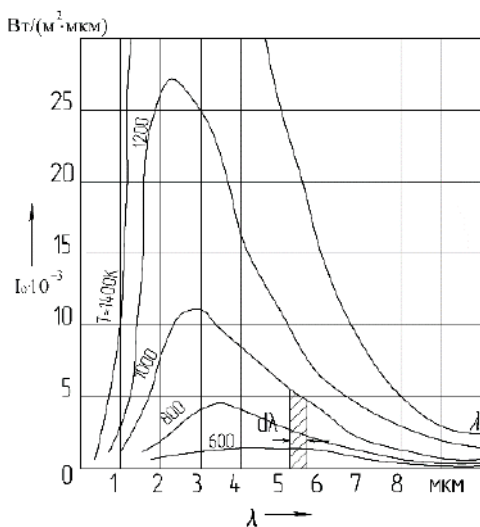


Рисунок 1.21 – Залежність інтенсивності випромінювання від довжини хвилі та температури

Площа, обмежена ізотермою, віссю абсцис та ординатами  $\lambda$  і  $\lambda + d\lambda$  (на рис. 1.21 ця площа заштрихована), служить мірою елементарної кількості енергії  $dE_0$ , що випромінюється одиницею поверхні в одиницю часу за температури  $T$  в інтервалі довжини хвилі  $d\lambda$ :

$$dE_0 = I_0 d\lambda.$$

Диференціювання функції  $I = f(\lambda, T)$ , що виражається рівнянням (1.100), та подальше рішення щодо  $\lambda_{\max}$  дає

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (1.101)$$

Залежність (1.101) називається законом зміщення Віна. Закон встановлює зв'язок між температурою випромінювача і довжиною хвилі, що відповідає максимальній інтенсивності випромінювання.

Максимальне значення  $I_{0\max}$  виходить шляхом підстановки  $\lambda_{\max}$  з (1.101) до (1.100):

$$I_{0\max} = 1,307 \cdot 10^{-4} \cdot T^5$$

З рівнянь (1.98) – (1.100) отримують вираз закону Стефана-Больцмана:

$$E_0 = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I_0 d\lambda = C_1 \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} \frac{d\lambda}{\lambda^5 \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]} = K_0 T^4, \quad (1.102)$$

де  $K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$  – константа випромінювання абсолютно чорного тіла або постійна Стефана-Больцмана.

Закон був встановлений дослідним шляхом Стефаном (1879 р.) і обґрунтований теоретично Больцманом (1881 р.). Відповідно до закону Стефана-Больцмана повна кількість енергії, що випромінюється абсолютно чорним тілом, прямо пропорційна четвертому ступеню абсолютної температури цього тіла. У технічних розрахунках цей закон застосовується у зручнішій формі:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (1.103)$$

де  $C_0 = K_0 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Енергія, що випромінюється сірими тілами, також пропорційна абсолютній температурі в четвертому ступені, але вона менша за енергію, що випромінюється абсолютно чорним тілом за тій же температури.

Для сірих тіл закон Стефана-Больцмана набуває вигляду:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4. \quad (1.104)$$

Коефіцієнт  $\varepsilon \leq 1$  називається ступенем чорноти сірого тіла. Він характеризує повне або інтегральне випромінювання тіла, що охоплює всі довжини хвиль і залежить не тільки від природи матеріалу, його фарбування та температури, але і від стану поверхні (полірована або шорстка). Значення  $\varepsilon$  наводяться в довідковій та спеціальній літературі.

Закон Стефана–Больцмана визначає кількість енергії, що випромінюється в усіх напрямках. Кожен напрямок визначається кутом  $\varphi$ , який він утворює з нормаллю до поверхні. Зміна інтенсивності випромінювання в окремих напрямках визначається *законом Ламберта*. Відповідно до цього закону кількість енергії  $dQ$ , що випромінюється елементом  $dF_1$  поверхні більш нагрітого тіла в напрямку елемента площі поверхні  $dF_2$  менш нагрітого тіла, пропорційно випромінюванню енергії  $E_N$  у напрямку нормалі до  $dF_1$ , просторового кута  $d\varphi$  і косинуса кута  $\varphi$ , утвореного прямою, що з'єднує елементи  $dF_1$  і  $dF_2$  і нормаллю до елемента  $dF_1$  (рис. 1.22):

$$d^2Q = E_N d\varphi \cos\varphi dF_1. \quad (1.105)$$

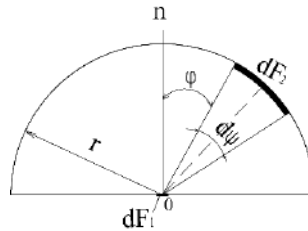


Рисунок 1.22 – Випромінювання елемента  $dF_1$  у напрямку елемента  $dF_2$

З рівняння (1.105) випливає, що найбільша кількість енергії випромінюється у напрямку нормалі коли  $\varphi = 0$ . Зі збільшенням  $\varphi$  кількість випромінюваної енергії зменшується і для  $\varphi = 90^\circ$  стає рівною нулю. Рівняння (1.105) є найбільш повним математичним формулюванням закону Ламберта.

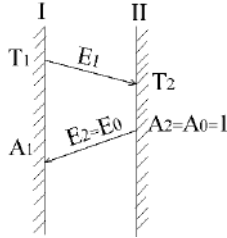
Співвідношення між випромінювальною та поглинальною здатностями тіл встановлюється *законом Кірхгофа*. Це співвідношення може бути отримано з розгляду процесу обміну променистою енергією між двома тілами: абсолютно чорним і сірим (рис. 1.23).

Тіла розташовані паралельно, причому випромінювання одного з них обов'язково потрапляє на інше без втрат. Припустимо, що температура сірого тіла  $T_1$ , абсолютно чорного  $T_2$ , а поглинальна здатність сірого тіла  $A_1$ , причому  $T_1 > T_2$ . Баланс променистого теплообміну між тілами має вигляд

$$q = E_1 - A_1 E_0, \quad (1.106)$$

де  $E_1$  – теплота випромінювання сірого тіла, яка повністю поглинається абсолютно чорним тілом;

$E_0$  – теплота випромінювання абсолютно чорного тіла, що частково ( $A_1 E_0$ ) поглинається сірим тілом.



I – сіре тіло; II – абсолютно чорне тіло

Рисунок 1.23 – Променистий теплообмін між тілами з паралельно розташованими поверхнями

У разі вирівнювання температур обох тіл настає тепла рівновага і  $q = 0$ . Тоді

$$E_1 - A_1 E_0 = 0,$$

звідки

$$E_1 / A_1 = E_0. \quad (1.107)$$

Отримане співвідношення може бути поширене на будь-які взаємно паралельні тіла, тому його можна написати у вигляді

$$E_1 / A_1 = E_2 / A_2 = \dots E_n / A_n = E_0 / A_0 = E_0 = f(T). \quad (1.108)$$

Залежність (1.108) називають *законом Кірхгофа*, згідно з яким відношення випромінювальної здатності до поглинальної для всіх тіл є величиною постійною та рівною випромінювальній здатності абсолютно чорного тіла за тій же температури. З закону Кірхгофа випливає, що випромінювальна здатність тіл тим більша, чим більша їхня поглинальна здатність. Якщо поглинальна здатність тіла  $A$  мала, і його власне випромінювання  $E$  мале. Тому тіла, які добре відбивають променисту енергію, самі випромінюють дуже мало.

**Променистий теплообмін між тілами.** Всі тіла, що мають температуру вище  $0\text{ K}$ , можуть обмінюватися променистою енергією. В результаті тіла з меншою температурою набувають додатково теплоту за рахунок енергії тіл з великою температурою. Кількість теплоти, що переходить від більш нагрітого тіла до менш нагрітого тіла, розраховується за рівнянням

$$Q_H = 5,67 \xi_{\text{нр}} F \tau \left[ (T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right], \quad (1.109)$$

де  $\xi_{\text{нр}}$  – приведена ступінь випромінювальної здатності;

$T_1, T_2$  – температури більш і менш нагрітого тіла, К.

Для випадку променистого теплообміну між тілами, довільно розташованими в просторі (наприклад, різне обладнання та конструкції в цехах), кількість теплоти, яка передана за рахунок випромінювання від більш нагрітого тіла до менш нагрітого, до рівняння (1.109) для поправки вводиться кутовий коефіцієнт  $\varphi_{1-2}$ . Для випадку теплообміну, що розглядається  $\varphi_{1-2} < 1$ . Він визначається формою і розмірами поверхонь, що беруть участь у теплообміні, їх взаємним розташуванням у просторі та відстанню між ними:

$$\varphi_{1-2} = \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dF_1 dF_2, \quad (1.110)$$

де  $F_1, F_2$  – площі поверхні випромінювання двох довільно розташованих тіл;

$\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – кути, що утворюються напрямком променів з нормальними до поверхонь випромінюючих тіл;

$r$  – відстань між випромінюючими поверхнями.

Обчислення величини  $\varphi_{1-2}$  за рівнянням (1.110) викликає великі труднощі. Тому зазвичай значення кутового коефіцієнта визначають графічним шляхом.

Наведена ступінь чорноти розраховують за формулою

$$\xi_{\text{нр}} = 1 / (1/\xi_1 + 1/\xi_2 - 1), \quad (1.111)$$

де  $\xi_1, \xi_2$  – ступінь чорноти більш нагрітого і менш нагрітого тіла.

Формула (1.111) застосовна для випадку взаємного випромінювання тіл, поверхні яких паралельні один одному і рівні між собою.

Для випадку променистого теплообміну між двома тілами, одне з яких повністю охоплюється іншим тілом (наприклад, на пивзаводі гарячий сушварильний котел знаходиться у варильному цеху або на кондитерській фабриці гаряча вафельна піч знаходиться в бісквітному цеху), у рівнянні (1.109) ступінь чорноти розраховують за наступним виразом:

$$\xi_{\text{нр}} = \frac{1}{1/\xi_1 + (F_1/F_2)(1/\xi_2 - 1)}. \quad (1.112)$$

З рівняння (1.112) випливає, що за умови  $F_2 \gg F_1$   $\xi_{\text{нр}} = \xi_1$ .

Щоб інтенсифікувати променистий теплообмін, необхідно збільшити температуру випромінюючого тіла, а також ступінь чорноти системи. Навпаки, зменшення теплообміну

досягається зниженням температури випромінюючого тіла і ступеня чорноти. На підприємствах харчової промисловості трапляються випадки, коли необхідно зменшити передачу теплоти випромінюванням. Наприклад, потрібно захистити операторів від дії теплових променів у цехах, де є печі та апарати, поверхні яких мають високу температуру. Іноді необхідно захистити дерев'яні частини від енергії випромінювання з метою запобігання займанню. Слід захищати від енергії випромінювання термометри та інші контрольно-вимірвальні прилади, тому що вони дадуть неправильні показання. Тому для ослаблення променистого теплообміну використовують спеціальні захисні перегородки – екрани. Зазвичай екрани виготовляють з тонкого матеріалу з малою випромінювальною і великою відбивною здатністю, тобто  $\xi \rightarrow 0$ ,  $R \rightarrow 1$ . Встановлення одного екрана може зменшити тепловіддачу випромінюванням в два рази. Екранування дозволяє підвищити рівень комфорту на робочих місцях, оскільки захищає операторів від шкідливого впливу теплового випромінювання.

**Теплове випромінювання газів.** Випромінювання газів істотно відрізняється від випромінювання твердих тіл тим, що воно вибіркове, тобто гази випромінюють і поглинають енергію лише в певних діапазонах довжин хвиль. Тверді тіла поглинають всі падаючі на них промені будь-якої довжини і мають суцільний спектр поглинання. Оскільки у випромінюванні газів, на відміну від твердих тіл і рідин, беруть участь всі частинки, що знаходяться в об'ємі газу, випромінювальна і поглинальна здатності залежать від густини (тиску) і товщини газового шару. Для різних газів здатність випромінювати та поглинати променисту енергію різна. Для одно-і двоатомних газів, зокрема для повітря, азоту ( $N_2$ ), кисню ( $O_2$ ) та водню ( $H_2$ ), вона зневажливо мала. Фактично ці гази для теплових променів прозорі – діатермічні. Значною здатністю випромінювати і поглинати променисту енергію мають тільки багатоатомні гази, зокрема вуглекислота ( $CO_2$ ), водяна пара ( $H_2O$ ), сірчистий ангідрид ( $SO_2$ ), аміак ( $NH_3$ ) та інші. Крім того, на відміну від твердих тіл гази поглинають промені всім об'ємом.

Для кожного зі смуг спектру  $\Delta \lambda$  кількість енергії, що випромінюється газом

$$E_{\Delta \lambda} = f(l, p, T), \quad (1.113)$$

де  $l$ ,  $p$ ,  $T$  – товщина шару газу, концентрація або парціальний тиск випромінюючого газу в газовій суміші і температура газу.

Наприклад, сумарна густина випромінювання  $H_2O$  і  $CO_2$  виражається емпіричними формулами

$$E_{H_2O} = 3,5 p^{0,8} l^{0,6} (T/100)^3, \quad (1.114)$$

$$E_{CO_2} = 3,5(pl)^{0,33} (T/100)^{3,5}. \quad (1.115)$$

У технічних розрахунках приймають, що випромінювання газів слідує закону Стефана-Больцмана. Тоді

$$E_r = \varepsilon_r C_0 (T/100)^4, \quad (1.116)$$

де  $\varepsilon_r$  – ступінь чорноти газу, що дорівнює відношенню кількості енергії, що випромінюється газом, до енергії випромінювання абсолютно чорного тіла за температури газу.

Графічні залежності  $\varepsilon_r = f(l, p, T)$  наводяться у довідковій літературі.

Якщо в поглинаючому газовому середовищі частина теплових променів проходить без зміни інтенсивності, а частина, що відповідає спектру газового середовища, поглинається, відбувається ослаблення інтенсивності випромінювання цієї частини. Зменшення інтенсивності випромінювання на довжині  $dl$  пропорційно інтенсивності:

$$-dl = x_\lambda I dl, \quad (1.117)$$

де  $x_\lambda$  – коефіцієнт ослаблення променя, що характеризує відносне зменшення інтенсивності випромінювання з довжиною хвилі  $\lambda$  на одиницю довжини.

Коли  $x_\lambda = \text{const}$  рівнянні (1.117) набуває вигляду

$$I_l = I_{l=0} \exp(-x_\lambda l), \quad (1.118)$$

де  $I_{l=0}$  – інтенсивність випромінювання на вході в шар газу;

$I_l$  – інтенсивність випромінювання на відстані  $l$  від входу.

Рівняння (1.118), що характеризує закономірність ослаблення випромінювання, називають *законом Бугера*.

Важливим випадком променистого теплообміну є теплообмін між газовим потоком і стінками оболонки, якою газовий потік рухається. Для цього випадку кількість теплоти, що випромінюється газом, визначається за наближеним рівнянням

$$q = \varepsilon'_{\text{ст}} C_0 \left[ \varepsilon_r (T_r/100)^4 - A_r (T_{\text{ст}}/100)^4 \right], \quad (1.119)$$

де  $\varepsilon'_{\text{ст}} = 0,5(\varepsilon_{\text{ст}} + 1)$  – ефективна ступінь чорноти стінки, що враховує часткове поглинання променів газом;

$\varepsilon_{\text{ст}}$  – ступінь чорноти стінки;

$T_r, T_{\text{ст}}$  – температура газу та стінки;

$A_r$  – поглинальна здатність газу за температури твердої поверхні (стінки)

$A_r \approx \varepsilon_r$ , і тій же температурі.

Наведені вище залежності відносяться до чистих газів. Якщо в газі є зважені частинки пилу, сажі, золи і механічні домішки, то кількість теплоти, що передається газом

шляхом випромінювання, істотно зростає через те, що частинки мають розвинену поверхню і власний спектр випромінювання. Методика розрахунку теплового випромінювання запилених газів викладена у спеціальній літературі.

### 1.7. Складна тепловіддача

Як зазначалося раніше, насправді теплота передається одночасно шляхом будь-яких двох або всіх трьох видів теплоперенесення – конвекцією, теплопровідністю і тепловим випромінюванням. Характерним прикладом може служити перенесення теплоти між твердою стінкою і навколишнім середовищем (повітрям). У цьому випадку теплота передається разом конвекцією і випромінюванням. Подібні процеси перенесення теплоти називаються складною тепловіддачею.

Якщо  $Q_{em}$  – загальна кількість теплоти, що передається від стінки в навколишнє середовище (тобто втрати теплоти), то  $Q_{em} = Q_T + Q_n$ . Тут  $Q_T$  і  $Q_n$  – кількість теплоти, що переходить від стінки за рахунок тепловіддачі ( $Q_T$ ) і теплового випромінювання ( $Q_n$ ):

$$Q_T = \alpha_T(t_{ст} - t_{пов})F\tau, \quad (1.120)$$

де  $t_{пов}$  – температура повітря.

$$Q_n = C_{1-2} \left[ (T_{ст}/100)^4 - (T_{пов}/100)^4 F\tau \right], \quad (1.121)$$

Величина  $\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням показує, скільки теплоти віддає навколишньому середовищу з допомогою теплового випромінювання стінка поверхнею  $1 \text{ м}^2$  за  $1 \text{ с}$  в умовах різниці температур між стінкою і середовищем  $1 \text{ град}$ .

Тоді загальна кількість теплоти  $Q_{II}$ , яка віддається стінкою в навколишнє середовище

$$Q_{II} = Q_T + Q_n = \alpha_T(t_{ст} - t_{пов})F\tau + \alpha_n(t_{ст} - t_{пов})F\tau, \quad (1.122)$$

або

$$Q_{II} = (\alpha_T + \alpha_n)(t_{ст} - t_{пов})F\tau = \alpha_o(t_{ст} - t_{пов})F\tau, \quad (1.123)$$

де  $\alpha_o$  – коефіцієнт тепловіддачі.

Розрахунок втрат теплоти у доквілля стінкою апарату  $\alpha_o$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ , можна користуватися формулою

$$\alpha_o = 9,3 + 0,058t_{ст}. \quad (1.124)$$

Рівняння (1.124) справедливе для  $t_{ст} = 50 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$ .

З метою зниження втрат теплоти в навколишнє середовище апарати та трубопроводи покривають тепловою ізоляцією.

### 1.8. Теплопередача

#### *Теплопередача за постійних температур теплоносіїв. Плоскі стінки*

Визначимо кількість теплоти, яка передається в одиницю часу від гарячого теплоносія з температурою  $t_1$  до холодного теплоносія з температурою  $t_2$  через багатшарову стінку, що розділяє їх (рис. 1.24). Приймаємо  $\lambda = \text{const}$ . Робоча поверхня стінки  $F$ . Сумарне значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_1$  з гарячої сторони, з холодної –  $\alpha_2$ . У тепловому режимі, що встановився, від гарячого теплоносія до стінки, крізь стінку і від стінки до холодного теплоносія за однаковий час передається одна і та ж кількість теплоти. Кількість теплоти, що передається за час  $\tau$  від гарячого теплоносія до стінки, відповідно до рівняння тепловіддачі складе

$$Q = \alpha_1 F \tau (t_1 - t_{\text{ст}1}). \quad (1.125)$$

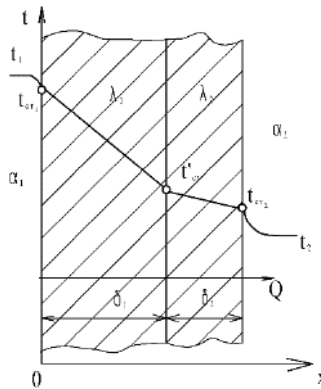


Рисунок 1.24 – Схема до виведення рівняння теплопередачі через плоску стінку для постійних температурах теплоносіїв і коефіцієнтах тепловіддачі  $\alpha_1$  з гарячого боку,  $\alpha_2$  – з холодного

Ця ж кількість теплоти пройде через стінки в результаті теплопровідності, згідно з рівнянням (1.20)

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F \tau (t_{\text{ст}1} - t'_{\text{ст}}), \quad (1.126)$$

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F \tau (t'_{\text{ст}} - t_{\text{ст}2}). \quad (1.127)$$

Кількість теплоти, що віддається стінкою холодному (менш нагрітому) теплоносію, складе

$$Q = \alpha_2 F \tau (t_{\text{ст}2} - t_2). \quad (1.128)$$

Отримані залежності для  $Q$  представимо у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_1} &= \frac{F \tau}{Q} (t_1 - t_{\text{ст}1}); & \frac{\delta_1}{\lambda_1} &= \frac{F \tau}{Q} (t_{\text{ст}1} - t'_{\text{ст}}); \\ \frac{\delta_2}{\lambda_2} &= \frac{F \tau}{Q} (t'_{\text{ст}} - t_{\text{ст}2}); & \frac{1}{\alpha_2} &= \frac{F \tau}{Q} (t_{\text{ст}2} - t_2). \end{aligned} \quad (1.129)$$

Ліві частини рівнянь виражають термічні опори тепловіддачі з боку гарячого теплоносія ( $1/\alpha_1$ ), теплопровідності стін ( $\delta_1/\lambda_1$ ,  $\delta_2/\lambda_2$ ) та тепловіддачі з боку холодного теплоносія ( $1/\alpha_2$ ).

Тоді загальний термічний опір процесу теплопередачі становитиме

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{F \tau (t_1 - t_2)}{Q}. \quad (1.130)$$

З останнього рівняння знаходимо вираз для теплового потоку:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} F \tau (t_1 - t_2). \quad (1.131)$$

Перший множник рівняння (1.131) називається коефіцієнтом теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.132)$$

Величина, зворотна  $K$ , тобто,  $1/K$  називається загальним термічним опором. Відповідно, рівняння теплопередачі для плоскої стінки для постійних температурах теплоносіїв має вигляд

$$Q = KF \tau (t_1 - t_2). \quad (1.133)$$

і для безперервних стаціонарних процесів

$$Q = KF (t_1 - t_2). \quad (1.134)$$

Коефіцієнт теплопередачі, згідно з рівнянням (1.134), має одиницю виміру ( $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$ ).

У рівнянні (1.132) часткові термічні опори можуть істотно відрізнятися. Тому необхідно оцінювати внесок кожного з них для розрахунку та аналізу процесу теплопередачі. Якщо потрібно інтенсифікувати процес, то намічають можливі шляхи зниження термічного опору лімітуючої стадії (або стадій). Наприклад, для збільшення  $K$  і відповідно теплового навантаження  $Q$  слід збільшити менший з коефіцієнтів тепловіддачі,

оскільки коефіцієнт теплопередачі завжди менше найменшого з коефіцієнтів тепловіддачі. Це досягається, зокрема, збільшенням швидкості теплоносія з меншим  $\alpha$  чи іншими способами. Якщо визначальним є термічний опір шару накипу або забруднень на стінці апарату, то збільшення теплопередачі досягається зменшенням товщини відкладів або повним їх усуненням за рахунок, наприклад, регулярного очищення поверхонь нагріву.

**Циліндрична стінка.** Цей випадок теплопередачі, як і попередній, має важливе практичне значення, оскільки в харчовій технології передача теплоти часто відбувається через поверхні труб.

Припустимо, що всередині труби (рис. 1.5) знаходиться більш нагрітий теплоносій з температурою  $t_1$  і коефіцієнт тепловіддачі від нього до внутрішньої поверхні циліндричної стінки  $\alpha_1$ . Зовні труби – більш холодний теплоносій, що має температуру  $t_2$ . Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки до холоднішого теплоносія  $\alpha_2$ . Приймаємо, що процес встановився  $\lambda = \text{const}$ . Відповідно до закону збереження енергії кількість теплоти, передана від більш нагрітого теплоносія до стінки, дорівнює кількості теплоти, що передана через стінку, і кількості теплоти, яка віддана від стінки до менш нагрітого теплоносія. Виразимо це відповідними рівняннями:

$$Q = \alpha_1 2\pi r_1 L \tau (t_1 - t_{\text{ст1}});$$

$$Q = 2\pi L \tau (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) \left( \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} \right);$$

$$Q = \alpha_2 2\pi r_2 L \tau (t_{\text{ст2}} - t_2),$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі від більш нагрітого теплоносія до стінки і від стінки до менш нагрітого теплоносія;  $L$  – довжина труби.

Перепишемо ці рівняння так:

$$\frac{1}{\alpha_1 r_1} = \frac{2\pi L \tau}{Q} (t_1 - t_{\text{ст1}});$$

$$\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{2\pi L \tau}{Q} (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}});$$

$$\frac{1}{\alpha_2 r_2} = \frac{2\pi L \tau}{Q} (t_{\text{ст2}} - t_2).$$

Ліві частини записаних рівнянь виражають термічні опори відповідних стадій перенесення теплоти. Склавши ці рівняння, отримаємо загальний термічний опір процесу:

$$\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2} = \frac{2\pi L \tau}{Q} (t_1 - t_2), \quad (1.135)$$

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} 2\pi L \tau (t_1 - t_2). \quad (1.136)$$

В умовах теплопередачі через циліндричну стінку зазвичай визначають кількість теплоти, передане через одиницю довжини труби. Тоді рівняння (1.136) набуде вигляду

$$Q = K_L 2\pi (t_1 - t_2), \quad (1.137)$$

де  $K_L$  – виражається рівнянням

$$K_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}. \quad (1.138)$$

На відміну від  $K$  величина  $K_L$  це лінійний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до одиниці довжини труби, а не до одиниці поверхні.  $K_L$  має одиницю виміру Вт/(м·К). Звідси випливає, що коефіцієнт теплопередачі  $K_L$  показує, скільки теплоти передається в одиницю часу через циліндричну стінку довжиною  $L$  м від гарячого теплоносія до холодного за різниці температур  $t_1 - t_2$ .

У інженерних розрахунках рівняння (1.138) використовують тільки для розрахунків товстостінних циліндрів, наприклад, апаратів і трубопроводів, покритих шаром теплової ізоляції. Для тонкостінних труб з достатньою точністю застосовують рівняння теплопередачі, отримане раніше для плоскої стінки, що має товщину  $\delta$ , рівну половині різниці зовнішнього та внутрішнього діаметрів даної труби, тобто  $\delta = 0,5(d_3 - d_6)$ . У цьому випадку має дотримуватися умова  $\delta/d_6 = 0,3 - 0,4$ . Якщо  $\delta/d_6 > 0,3 - 0,4$ , розрахунок слід проводити за рівнянням (1.138).

Позначимо площу поверхні теплообміну плоскої стінки через  $F_{пл.ст.}$ .

Тоді

$$Q = K F_{пл.ст.} \tau (t_1 - t_2) = K \pi d_p L \tau (t_1 - t_2), \quad (1.139)$$

де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки, що визначається за рівнянням (1.132), в яке підставляється величина  $\delta = 0,5(d_3 - d_6)$ ;

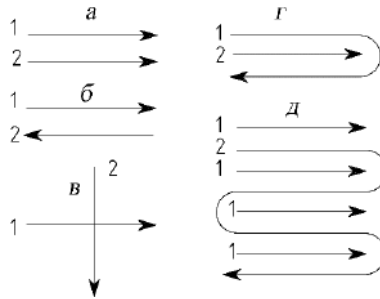
$d_p$  – розрахунковий діаметр труби.

Як розрахунковий діаметр труби приймають або діаметр тієї поверхні циліндричної стінки, з боку якої  $\alpha$  значно менший, ніж з протилежної, або середній діаметр  $d_{сер}$ , якщо коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін стінки розрізняються незначно. Теплообмін між парою, що конденсується, і киплячим розчином (для постійної його концентрації) є прикладом теплопередачі в умовах постійних температур теплоносіїв.

**Теплопередача за умови змінних температур теплоносіїв.** У промислових умовах до таких процесів відносяться нагрівання та охолодження. Температури теплоносіїв у стаціонарних процесах теплообміну змінюються по поверхні теплообміну ( $t = f(F), \partial t / \partial \tau = 0$ ), в нестаціонарних – одночасно по поверхні і в часі, тобто  $t = f(F, \tau)$ . Істотний вплив на процес теплообміну має відносний рух теплоносіїв. Якщо напрям руху гарячого і холодного теплоносіїв збігається, такий рух називається прямотечійним чи паралельним током (рис. 1.25, а).

Якщо напрям руху гарячого теплоносія протилежний руху холодного теплоносія, такий рух називається протитечійним (рис. 1.25, б). Якщо ж гарячий теплоносій рухається перпендикулярно до руху холодного теплоносія, то такий рух називається перехресним током (рис. 1.25, в). У випадку змішаного руху теплоносіїв (простому – рис. 1.25, г і багаторазовому – рис. 1.25, д) один теплоносій рухається в одному напрямку, а інший – по черзі як прямотечією, так і протитечією.

Рушійна сила процесів теплопередачі для змінних температур визначається залежно від виду взаємного напрямку руху теплоносіїв. Тому вираз середньої рушійної сили у загальному рівнянні теплопередачі також залежить від відносного напрямку руху теплоносіїв та характеру організації процесу теплопередачі (безперервний чи періодичний).



а – прямотечія; б – протитечія; в – перехресна течія;  
 г – проста (одноразова) змішана течія; д – багаторазова змішана течія  
 Рисунок 1.25 – Схема відносного руху в теплообмінниках

Розглянемо процес теплопередачі, що встановився. Приймаємо такі припущення: теплоємності теплоносіїв не залежить від температури, тобто  $c = const$ ; температури в кожній точці стінки не змінюються в часі, але змінюються вздовж її поверхні  $F$ . Нехай з одного боку стінки рухається більш нагрітий теплоносій, його витрата становить  $G_1$ , кг/с, а питома теплоємність  $c_1$ , Дж/(кг К). З іншого боку стінки в тому ж напрямку рухається менш нагрітий теплоносій з відповідними характеристиками –  $G_2$ , кг/с і  $c_2$ , Дж/(кг К)). Таким

чином, теплоносії рухаються протічєю. Оскільки в міру протікання теплоносіїв вздовж стінки їх температури внаслідок теплообміну змінюватимуться, відповідно змінюватиметься і різниця температур  $\Delta t$  між теплоносіями. На елементарній поверхні теплообміну  $dF$  (рис. 1.26) більш нагрітий теплоносієм охолоджується на величину  $dt_1$ , а менш нагрітий нагрівається на  $dt_2$ .

Тоді рівняння теплового балансу для площі поверхні  $dF$  запишеться як

$$dQ = G_1 c_1 (-dt_1) = G_2 c_2 dt_2 \quad \text{або} \quad dQ = W_1 (-dt_1) = W_2 dt_2,$$

де  $W_1, W_2$  – водяні еквіваленти теплоносіїв.

Знак «мінус» свідчить про зниження величини  $dt_1$ .

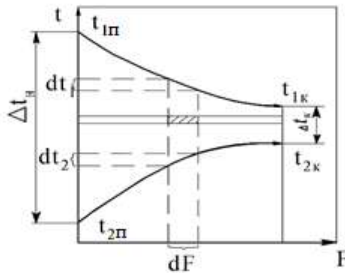


Рисунок 1.26 – Зміна температури теплоносіїв в умовах протічії

Звідси

$$-dt_1 = dQ/W_1, \quad dt_2 = dQ/W_2.$$

Складаючи ці вирази, отримаємо

$$d(t_1 - t_2) = -dQ(1/W_1 + 1/W_2) = -dQm$$

або

$$d(\Delta t) = -dQm,$$

де  $m = (1/W_1 + 1/W_2)$ .

З урахуванням, що  $dQ = KdF\Delta t$ , запишемо

$$d(\Delta t) = -KdF\Delta t m.$$

Розділимо змінні і проінтегруємо отриманий вираз у межах зміни  $\Delta t$  вздовж усієї поверхні теплообміну від  $t_{1n} - t_{2n} = \Delta t_n$  до  $t_{1k} - t_{2k} = \Delta t_k$  і  $dF$  – від 0 до  $F$ :

$$\int_{\Delta t_n}^{\Delta t_k} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mK \int_0^F dF.$$

Одержимо

$$\ln(\Delta t_k / \Delta t_n) = -mKF, \quad (1.140)$$

де  $\Delta t_n$  і  $\Delta t_k$  – початкова і кінцева різниці температур між теплоносійми (на кінцях теплообмінника).

Для всієї площі поверхні теплопередачі  $F$  рівняння теплового балансу

$$Q = W_1(t_{1n} - t_{1k}) = W_2(t_{2k} - t_{2n}),$$

звідки

$$m = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} = \frac{t_{1n} - t_{1k} + t_{2k} - t_{2n}}{Q} = \frac{(t_{1n} - t_{2n}) - (t_{1k} - t_{2k})}{Q} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{Q}. \quad (1.141)$$

Підставимо останній вираз у рівняння (1.140) і отримаємо

$$\ln(\Delta t_k / \Delta t_n) = -KF \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln(\Delta t_n / \Delta t_k)}. \quad (1.142)$$

Зіставлення рівняння (1.142) з основним рівнянням теплопередачі (1.6), дозволяє зробити висновок, що рушійна сила процесу або середній температурний напір є середньологарифмічною різницею температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \Delta t_n / \Delta t_k} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,3 \lg(\Delta t_n / \Delta t_k)}. \quad (1.143)$$

Рівняння теплопередачі для проточіїв цьому випадку

$$Q = KF \Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.144)$$

З рівняння (1.144) можна визначити площу поверхні теплообміну  $F$ , що є основною розрахунковою величиною.

З рівняння (1.14) випливає, що

$$\Delta t_k = \Delta t_n e^{-mKF}. \quad (1.145)$$

Таким чином, в умовах проточії температури теплоносіїв змінюються криволінійно, тобто по асимптотичним кривим, що зближуються. У разі прямолінійної зміни температур уздовж поверхні теплообміну середній температурний напір виражався би середньоарифметичною різницею температур. Якщо відношення  $\Delta t_n / \Delta t_k < 2$ , то з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна середній температурний напір визначати як середньоарифметичну величину:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(\Delta t_n + \Delta t_k).$$

За аналогічною методикою можна отримати рівняння теплопередачі для протічійного руху теплоносіїв (рис. 1.27). Це рівняння має вигляд

$$Q = KF \frac{(t_{1k} - t_{2n}) - (t_{1n} - t_{2k})}{\ln \frac{t_{1k} - t_{2n}}{t_{1n} - t_{2k}}} = KF \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (1.146)$$

де  $\Delta t_6$  і  $\Delta t_m$  – більша та менша різниця температур теплоносіїв на кінці теплообмінників.

Середня рушійна сила в умовах протитечії

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m). \quad (1.147)$$

У разі перехресної і змішаної течії середня різниця температур нижча, ніж у випадку протитечії, і вище, ніж у прямотечії. Точний розрахунок  $\Delta t_{\text{ср}}$  утруднений, оскільки дуже складні закономірності зміни температур уздовж поверхні теплообміну. Тому у випадку перехресного та змішаного руху теплоносіїв середню різницю температур  $\Delta t_{\text{ср}}$  знаходять, виходячи із середньологарифмічної різниці температур для протитечії  $\Delta t_{\text{ср. прот}}$ , і вводять поправку  $f$ , яка завжди менше одиниці,

$$\Delta t_{\text{ср}} = f \Delta t_{\text{ср. прот}}. \quad (1.148)$$

Множник  $f$  знаходять за довідниками залежно від співвідношення температур теплоносіїв і напрямку їх руху.

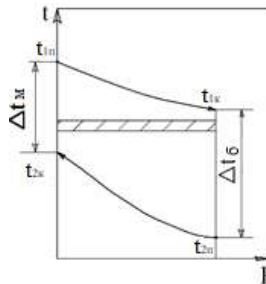


Рисунок 1.27 – Зміна температури теплоносіїв у випадку протитечії

Від правильного вибору відносного руху теплоносіїв значною мірою залежить величина рушійної сили процесу та його економічність. Порівняльна оцінка прямотечії і протитечії показує, що у випадку протитечії менш нагрітий теплоносій з тією ж температурою, що і для прямотечії, можна нагріти до більш високої температури, близької до початкової температури більш нагрітого теплоносія. Отже, застосування протитечії для теплообміну більш економічно, ніж для прямотечії. Розрахунки показують, що середня різниця температур для протитечії буде більше, ніж у випадку прямотечії (за однакової витрати теплоносіїв). Тому швидкість теплообміну в умовах протитечії буде більшою. За рахунок цього фактору протитечійний теплообмінник більш компактний.

Однак у ряді випадків перевагу віддають прямотечійному руху теплоносіїв. Наприклад, у рекуперативних теплообмінниках для отримання крижаної води ймовірність

зледеніння поверхонь теплообміну в умовах прямотечії суттєво знижується. У барабаних сушарках термолабільні матеріали, що висушуються, і теплоносій рухаються прямотечією, щоб у процесі зневоднення максимально зберегти нативні властивості матеріалів. Знання температур більш нагрітої стінки  $t_{cm1}$  і менш нагрітої –  $t_{cm2}$  необхідне для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ .

Розрахунок  $t_{cm1}$  і  $t_{cm2}$  виконують за рівняннями тепловіддачі

$$Q = \alpha_1 F (t_1 - t_{ct1}),$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що віддається гарячим теплоносієм;

$F$  – площа поверхні теплообміну;

$t_1$  – температура гарячого теплоносія;

$$Q = \alpha_2 F (t_{ct2} - t_2),$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що отримується холодним теплоносієм;

$t_2$  – температура холодного теплоносія.

З цих рівнянь тепловіддачі

$$t_{ct1} = t_1 - Q/(\alpha_1 F), \quad (1.149)$$

$$t_{ct2} = t_2 + Q/(\alpha_2 F). \quad (1.150)$$

Відповідно до рівняння теплопередачі (1.6)

$$Q = KF \Delta t_{\text{сеп}},$$

де  $\Delta t_{\text{сеп}}$  – середня різниця температур між теплоносіями.

Підстановка значення  $Q$  з рівняння теплопередачі до рівнянь (1.149) і (1.150) і скорочення  $F$  дозволяє записати:

$$t_{ct1} = t_1 - K \Delta t_{\text{сеп}} / \alpha_1, \quad (1.151)$$

$$t_{ct2} = t_2 + K \Delta t_{\text{сеп}} / \alpha_2. \quad (1.152)$$

**Тепловіддача за нестационарного режиму.** Нестационарне перенесення теплоти виникає в теплообмінних апаратах короткочасно під час їх пуску, зупинки або зміни режиму їх роботи. У цих умовах апарати розраховують тільки для основного, стаціонарного теплообміну. Разом з тим в апаратах періодичної дії (наприклад, в процесах нагрівання або охолодження рідини в апаратах з сорочкою, змійовиком та інш.) нестационарне перенесення теплоти є основним.

## КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які способи поширення теплоти Ви знаєте? Детально охарактеризуйте їх.
2. Запишіть основне рівняння теплопередачі. У чому полягає фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі?
3. Що називається температурним полем? Рівняння температурного поля для нестационарного та стаціонарного режимів.
4. Дайте визначення температурного градієнта. Визначення температурного градієнта.
5. Закон Фур'є: його формулювання та рівняння.
6. Коефіцієнт теплопровідності. Особливості теплопровідності різних речовин.
7. Виведення диференційного рівняння теплопровідності.
8. Теплопровідність плоскої стінки.
9. Теплопровідність циліндричної стінки.
10. Характеристика конвективного теплообміну. Види конвекції.
11. Закон охолодження Ньютона. Коефіцієнт тепловіддачі.
12. Виведення диференційного рівняння конвективного теплообміну.
13. Подібність процесів тепловіддачі. Критерії теплової подібності.
14. Який механізм передачі теплоти в умовах ламінарного руху рідини?
15. Особливості тепловіддачі в умовах турбулентного руху рідини у трубах та каналах.
16. Охарактеризуйте тепловіддачу за природної конвекції.
17. Тепловіддача в умовах поперечного обтікання одиночної труби та пучка труб.
18. Які особливості тепловіддачі в умовах механічного перемішування рідини та плівковій течії?
20. Охарактеризуйте теплообмін в умовах безпосереднього контакту фаз.
21. Що називається тепловим випромінюванням? Природа енергії випромінювання.
22. Які тіла називають абсолютно чорними, абсолютно білими та абсолютно прозорими?
23. Що називають випромінювальною здатністю тіла?
24. Закон Планка та його графічне зображення.
25. Закон зміщення Віна.
26. Закон Стефана-Больцмана.
27. Аналіз рівняння закону Кірхгофа.
28. Теплообмін випромінюванням між двома паралельними тілами.
29. Закон Ламберта та його графічне зображення.
30. Що називається складною тепловіддачею?
31. Теплопередача через плоску стінку за умови постійних температур теплоносіїв.
32. Теплопередача через циліндричну стінку за умови постійних температур теплоносіїв.

33. Рівняння теплопередачі в умовах прямої та протитої теплоносіїв.
34. Як розраховується середній температурний напір?

## Розділ 2. НАГРІВАННЯ

### 2.1. Нагрівачі агенти і способи нагрівання

*Нагрівання* – це процес підвищення температури продуктів шляхом підводу до них теплоти. У харчовій промисловості нагрівання проводять у теплообмінних апаратах (теплообмінниках).

*Теплообмінниками* називають апарати, призначені передачі теплоти від одних речовин до інших. Речовини, що приймають участь у процесі передачі теплоти, називаються теплоносіями. Теплоносії, що мають більш високу температуру, ніж середовище що нагрівається, і віддають теплоту, прийнято називати гріючими агентами.

*Рушійна сила теплообмінних процесів* – різниця температур теплоносіїв. Під дією цієї різниці теплота передається від гарячого теплоносія до холодного.

Основними методами нагрівання в харчовій технології є нагрівання гарячою водою, насиченою водяною парою, димовими або топковими газами, які являють собою газоподібні продукти згорання палива, та електричним струмом.

До теплоносіїв пред'являються такі вимоги: вони повинні мати малу в'язкість, високу густину, теплоємність і теплоту пароутворення, бути негорючими, нетоксичними, термічно стійкими, не чинити руйнівного впливу на матеріал теплообмінника, вони повинні забезпечувати досить високу інтенсивність теплообміну в умовах невеликих масових та об'ємних витрат та бути досить дешевими. Вибір теплоносія визначається величиною необхідної температури нагрівання. Найбільш економічно доцільна утилізація теплоти деяких продуктів і відходів виробництва, які використовуються як теплоносії в теплообмінних апаратах.

***Нагрівання гарячою водою.*** Вода є доступним та дешевим теплоносієм, що має високу теплоємність та коефіцієнт тепловіддачі. Зазвичай обігрів водою здійснюється через стінку апарату, яка розділяє теплоносії і продукт. Воду використовують для підвищення температури та пастеризації харчових продуктів коли температури нижче 100°C. Для нагрівання до температури вище 100°C застосовують перегріту воду, що перебуває під надлишковим тиском. Однак коефіцієнти тепловіддачі від гарячої води нижчі, ніж від пари, що конденсується. Крім того, температура гарячої води знижується вздовж поверхні теплообміну, що погіршує рівномірність нагріву і ускладнює його регулювання. У деяких випадках для нагрівання використовують конденсат водяної пари.

В умовах нагрівання водою часто застосовують циркуляційний спосіб обігріву. За цим способом гаряча вода переміщається між нагрівачем і теплообмінником, в якому вона віддає теплоту. Циркуляція може бути природною чи примусовою. Перша відбувається за

рахунок різниці густини гарячого та холодного теплоносіїв. Більш ефективним є спосіб обігріву в умовах примусової циркуляції, яку здійснюють за допомогою насосу.

Витрату води на нагрівання визначають із рівняння теплового балансу

$$G_B c_B t_{B,П} + G_M c_M t_{M,П} = G_B c_B t_{B,К} + G_M c_M t_{M,К} + Q_{BT}, \quad (2.1)$$

де  $G_B$  та  $G_M$  – масові витрати води та продукту, кг/год;

$c_B$  і  $c_M$  – питомі теплоємності води та продукту, кДж/(кг К);

$t_{B,П}$  та  $t_{M,П}$  – початкові температури води та продукту, °С;

$t_{B,К}$  і  $t_{M,К}$  – кінцеві температури води та продукту, °С;

$Q_{BT}$  – втрати теплоти у довкілля, кДж/год;

$$G_B = \frac{G_M c_M (t_{M,К} - t_{M,П}) + Q_{BT}}{c_B (t_{B,П} - t_{B,К})}. \quad (2.2)$$

**Нагрівання водяною парою.** Найбільш широко застосовується як гріючий агент насичена водяна пара. В результаті конденсації пари отримують великі кількості теплоти за відносно невеликої витрати пари, тому що її теплота конденсації становить приблизно 2264 кДж/кг для тиску 0,098 МПа. Внаслідок високих коефіцієнтів тепловіддачі від пари, що конденсується, опір перенесення теплоти з боку пари малий. Основний недолік водяної пари – значне зростання тиску із підвищенням температури. Тому температури, до яких можна здійснювати нагрівання насиченою водяною парою, зазвичай не перевищують 180 – 190 °С, що відповідає тиску пари 1,0 – 1,2 МПа.

**Нагрівання глухою парою.** Найбільш поширене нагрівання глухою парою в теплообміннику, де середовище (рідина або газ) нагрівається парою через стінку, що розділяє їх. Пара стикається з більш холодною стінкою, конденсується на ній, і плівка конденсату стікає по її поверхні. Для того щоб полегшити видалення конденсату, пару вводять у верхню частину апарату, а конденсат відводять з його нижньої частини. Температура плівки конденсату близька до температури пари, що конденсується, і ці температури можуть бути прийняті рівними одна одній. Витрата пари  $D$  в процесі безперервного нагрівання визначають за рівнянням теплового балансу

$$D = \frac{Gc(t_2 - t_1) + Q_{П}}{i_{П} - i_{К}}, \quad (2.3)$$

де  $G$  – витрата середовища, що нагрівається;

$c$  – середня питома теплоємність середовища, що нагрівається;

$t_1, t_2$  – початкова і кінцева температури середовища, що нагрівається;

$i_{П}, i_{К}$  – ентальпії пари і конденсату;

$Q_{от}$  – втрати теплоти у довкілля.

Якщо пара не буде повністю конденсуватися на поверхні теплообміну і частина її йтиме з конденсатом, то це викличе непродуктивну витрату пари. Для повної конденсації

пари в паровому просторі теплообмінника на відповідній лінії конденсату встановлюють конденсаторівідвідник, який пропускає конденсат, але не пропускає пару.

*Нагрівання гострою парою.* У тих випадках, коли допустимо змішування середовища, що нагрівається з паровим конденсатом, використовують нагрівання гострою парою, яку вводять безпосередньо в рідину, що нагрівається. Такий спосіб простіше нагріву глухою парою і дозволяє краще використовувати теплоту пари, тому що паровий конденсат змішується з рідиною, що нагрівається, і їх температури вирівнюються.

Якщо одночасно з нагріванням рідину необхідно перемішати, то введення гострої пари здійснюють через барботери – труби, розташовані в нижній частині апарату, закриті з кінця і з безліччю дрібних отворів, звернених догори. Для кращого перемішування, зниження шуму, викликаного різким зменшенням об'єму пари в результаті конденсації, та усунення гідравлічних ударів застосовують безшумні підігрівачі – сопла та дифузори. Витрату гострої пари визначають, з урахуванням рівності кінцевих температур рідини, що нагрівається, і конденсату. Тоді за рівнянням теплового балансу знаходимо

$$D i_n + G c t_1 = D c_o t_2 + G c t_2 + Q_{em}, \quad (2.4)$$

звідки витрата пари

$$D = \frac{G c (t_2 - t_1) + Q_{em}}{i_n - c_o t_2}, \quad (2.5)$$

де  $G$  – витрата середовища, що нагрівається;

$c$  – середня питома теплоємність середовища, що нагрівається;

$t_1, t_2$  – початкова і кінцева температури середовища, що нагрівається;

$c_o$  – питома теплоємність конденсату;

$i_n$  – ентальпія пари, що гріє;

$Q_{em}$  – втрати теплоти у довкілля.

**Нагрівання топковими газами.** Димові, або топкові, гази утворюються в процесі спалювання твердого, рідкого або газоподібного палива в котельнях, хлібопекарських та інших печах і т. п. Їх використовують для нагрівання проміжних теплоносіїв через стінку. Недоліками обігріву топковими газами є: низький (не більше 35 – 60 Вт/(м<sup>2</sup> К)) коефіцієнт тепловіддачі, нерівномірність нагрівання, окиснення стінок апаратів, можливість забруднення продуктами неповного згоряння палива в умовах безпосереднього нагрівання харчових продуктів.

Витрата палива в умовах нагрівання топковими газами визначають із рівняння теплового балансу

$$B = \frac{G c (t_2 - t_1) + Q_{вт}}{I_1 - I_2}, \quad (2.6)$$

де  $B$  – витрата газоподібного палива, кг/с;

$G$  – витрата середовища, що нагрівається, кг/с;

$c$  – середня питома теплоємність середовища, що нагрівається;

$t_1, t_2$  – початкова і кінцева температури середовища, що нагрівається;

$I_1$  – ентальпія топкових газів на вході в теплообмінник;

$I_2$  – ентальпія топкових газів на виході з теплообмінника;

$Q_{em}$  – загальні втрати теплоти в навколишнє середовище, втрати від хімічного недопалу газів та внаслідок їхньої дисоціації, а також від неповноти згорання твердого палива.

**Нагрівання електричним струмом.** Застосування електричного струму для нагрівання харчових продуктів не набуло широкого поширення в промисловості, хоча з його допомогою нагрівання можна проводити в дуже широкому діапазоні температур, точно підтримуючи і легко регулюючи температуру нагрівання відповідно до технологічного режиму. Більш того, електричні нагрівальні пристрої відрізняються простотою, компактністю і зручні для обслуговування. Зазвичай використовують нагрівання електричним опором (омічне нагрівання), а також високочастотне нагрівання.

**Нагрівання електричним опором.** Нагрів здійснюється в електричних печах опору під час проходження струму через нагрівальні елементи, виконані у вигляді дротяних спіралей або стрічок. Нагрівальні елементи виготовляються, головним чином, з хромо-залізо-алюмінієвих сплавів, що мають великий омичний опір і високу жаростійкість (ніхромі або фехралі). Теплота, що виділяється в процесі проходження електричного струму через нагрівальні елементи, передається стінкам апарату, що обігрівається. Температуру нагрівання зазвичай регулюють відключенням окремих секцій нагрівальних елементів.

**Високочастотне нагрівання** використовують для нагрівання діелектриків, тобто матеріалів, які не проводять електричного струму. Принцип високочастотного нагрівання полягає в тому, що молекули матеріалу, в змінному електричному полі, починають коливатися з частотою поля і поляризуються. Коливальна енергія частинок витрачається на подолання тертя між молекулами діелектрика і перетворюється на теплоту безпосередньо в масі матеріалу, що нагрівається. Високочастотний обігрів у харчовій технології застосовують для сушіння продуктів. Однак цей спосіб обігріву вимагає досить складної апаратури, і ККД нагрівальних установок низький.

## 2.2. Конструкції теплообмінних апаратів

**Класифікація теплообмінних апаратів.** Теплообмінні апарати мають різноманітне конструктивне оформлення, яке залежить від характеру процесів та умов в яких вони протікають. У зв'язку з розмаїттям вимог у промисловості використовуються теплообмінні апарати різних типів, які класифікуються за:

– *призначенням*: для проведення теплопередачі без зміни агрегатного стану робочого середовища (нагрівачі, охолоджувачі), проведення теплопередачі зі зміною агрегатного стану робочих середовищ (випарники, кип'ятильники, конденсатори), одночасного проведення технологічного процесу та теплопередачі (реактори, абсорбери, теплообмінники, вбудовані в установки);

– *родом робочих середовищ*: паро-рідинні; рідинно-рідинні; газо-рідинні; газо-газові;

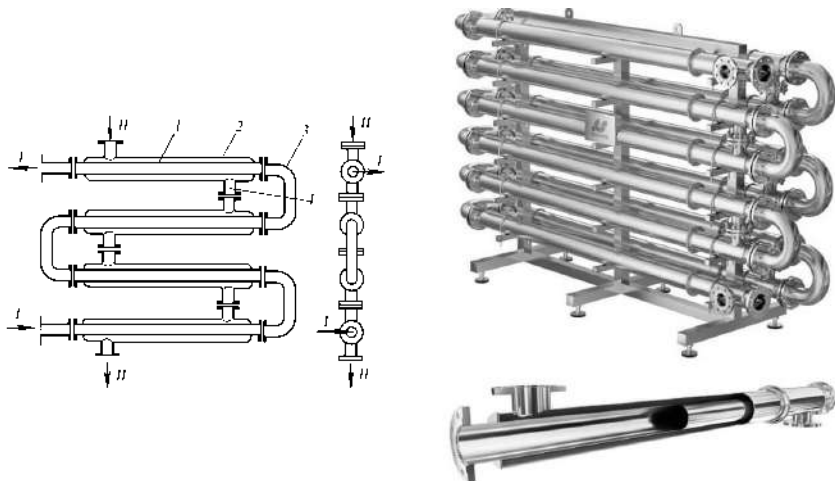
– *взаємним напрямком руху робочих середовищ*: прямиотечійні, в яких обидва середовища рухаються в одному напрямку; протитечійні – обидва середовища рухаються у протилежних напрямках; перехресної течії – обидва робочих середовища рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках; змішаної течії, в яких напрями потоків робочих середовищ можливі в різних поєднаннях (прямиотечія і протитечія);

– *характером температурного режиму* в теплообмінних апаратах: апарати з стаціонарним тепловим режимом, в яких температура робочого середовища на будь якій фіксованій ділянці поверхні теплообміну з часом не змінюється (теплообмінники безперервної дії); апарати з тепловим режимом, що не встановився, в яких температура робочого середовища на фіксованих ділянках поверхні теплообміну змінюється з часом (теплообмінники періодичної дії);

– *конструктивною ознакою*: типу «труба в трубі», кожухотрубчасті, ламельні, пластинчасті, змійовикові, спіральні, пластинчасто-ребристі, зрошувальні, спеціальні (апарати з сорочками, ребристі апарати), комбіновані та інш.

– *принципом дії*: рекуперативні (в них теплоносії розділені стінкою і теплота передається від одного теплоносія до іншого через цю стінку), регенеративні (в них робоча поверхня поперемінно омивається різними теплоносіями: в результаті омивання одним з теплоносіїв вона нагрівається за рахунок його теплоти; після омивання її іншим теплоносієм вона охолоджується, передаючи теплоту останньому) і змішувальні, в яких передача теплоти відбувається за безпосереднього зіткнення та змішування теплоносіїв.

**Теплообмінники типу труба в трубі.** Вони складаються з одного або кількох теплообмінних елементів, розташованих один під іншим (рис. 2.1). Кожен з елементів складається з внутрішньої труби 1 і зовнішньої труби 2, що її охоплює.



1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – з'єднувальне коліно;  
4 – з'єднувальний патрубок; I, II – теплоносії

Рисунок 2.1 – Двохтрубний теплообмінник типу «труба в трубі». Схема та загальний вигляд

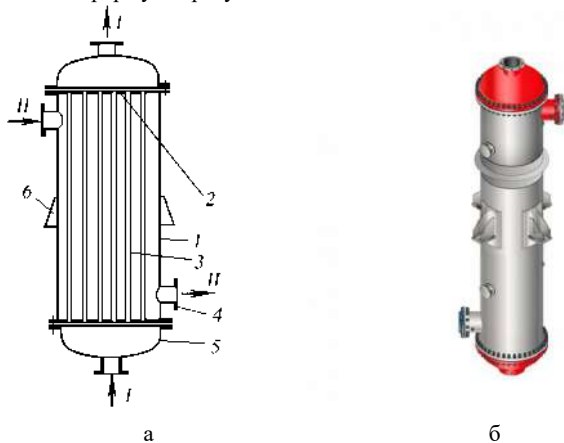
Внутрішні труби окремих елементів з'єднані послідовно колінами (калачами) 3. Зовнішні труби з'єднані також послідовно патрубками 4. Теплоносій I рухається по внутрішніх трубах, теплоносій II – по кільцевих каналах між трубами 1 і 2.

Теплообмін між теплоносіями здійснюється через стінки внутрішніх труб. У цих теплообмінниках забезпечуються висока швидкість теплоносіїв (навіть за малих витрат) та висока інтенсивність теплообміну. Однак ці теплообмінники громіздкі та металоємні, тому їх застосовують переважно для проведення процесів нагрівання або охолодження в умовах високих тисків. За необхідності створення великої площі поверхні теплообміну встановлюють кілька паралельно з'єднаних елементів.

**Кожухотрубчасті теплообмінники** – найбільш поширений тип поверхневих теплообмінників. Вони дозволяють створювати великі поверхні теплообміну в одному апараті, прості у виготовленні та надійні в роботі. Кожухотрубчастий вертикальний теплообмінник з нерухомими трубними решітками (жорсткої конструкції) 2 (рис. 2.2). У трубних решітках закріплені пучок труб 3. До кожуха за допомогою фланців приєднані

болтами кришки 5. Для введення та виведення теплоносіїв до корпусу (кожуху) і до кришок приварені патрубки 4. Теплообмінник встановлюють на опорних лапах 6. Один потік теплоносія (I) прямує через патрубок в нижню камеру, проходить по трубках і виходить через патрубок у верхній камері, тобто рухається у трубному просторі. Інший потік теплоносія (II) вводиться через верхній патрубок на кожусі до міжтрубного простору теплообмінника, омиває зовні труби і виводиться через нижній патрубок, тобто рухається в міжтрубному просторі. Теплота від одного теплоносія до іншого передається через стінки труб.

Теплоносії зазвичай спрямовують протитечією один до одного. Теплоносій, що нагрівається, направляють знизу вгору, а теплоносій, що віддає теплоту, – в протилежному напрямку. Такий напрямку руху кожного теплоносія збігається з напрямком, в якому прагне рухатися даний теплоносій під впливом зміни його густини за рахунок нагрівання або охолодження. Крім того, в умовах зазначених напрямків руху теплоносіїв досягається більш рівномірний розподіл швидкостей і ідентичні умови теплообміну по площі поперечного перерізу апарату.



1 – кожух; 2 – трубна решітка; 3 – труби; 4 – патрубок; 5 – кришка; 6 – опорна лапа; I, II – теплоносії; а – схема; б – вигляд теплообмінника

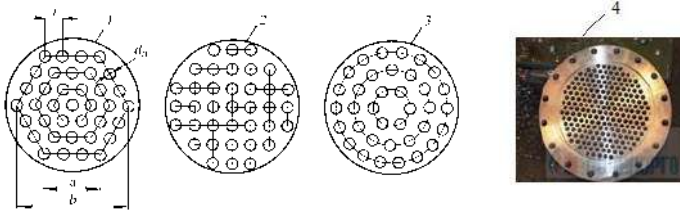
Рисунок 2.2 – Вертикальний кожухотрубчастий теплообмінник з нерухомими трубними решітками

Існує кілька способів розміщення труб у трубних решітках: по сторонах і вершинах правильних шестикутників, по сторонах і вершинах квадратів і по концентричних колах (рис. 2.3). Ці способи диктуються вимогою найбільшої компактності теплообмінника. Переважне поширення має розміщення труб з боків та вершин правильних шестикутників.

Для цього випадку для підрахунку загального числа труб  $n$  в теплообміннику виходять із числа труб  $a$ , які розташовані по стороні найбільшого шестикутника (рис. 2.3); число труб  $b$ , розташованих по діагоналі найбільшого шестикутника, знаходять за формулою

$$n = 3a(a - 1) + 1; \quad (2.7)$$

$$b = 2a - 1. \quad (2.8)$$



1 – розміщення на сторонах і вершинах правильних шестикутників; 2 – з боків та вершин квадратів; 3 – по концентричних колах; 4 – фото трубної решітки

Рисунок 2.3 – Схеми розміщення труб у трубних решітках

У випадку закріплення труб у трубних решітках розвальцюванням крок розміщення труб  $t$  вибирають залежно від зовнішнього діаметра труб у межах

$$t = (1,3 - 1,5) d_3. \quad (2.9)$$

В умовах закріплення труб зварюванням крок розміщення труб вибирають меншим, рівним  $t = 1,25 d_3$ .

Діаметр  $D$  теплообмінника знаходять за співвідношенням

$$D = t(b - 1) + 4d_3. \quad (2.10)$$

Довжину труб  $l$  визначають виходячи з необхідної теплообмінної площі поверхні  $F$  та середнього діаметра  $d_{\text{сер}}$  труб за формулою

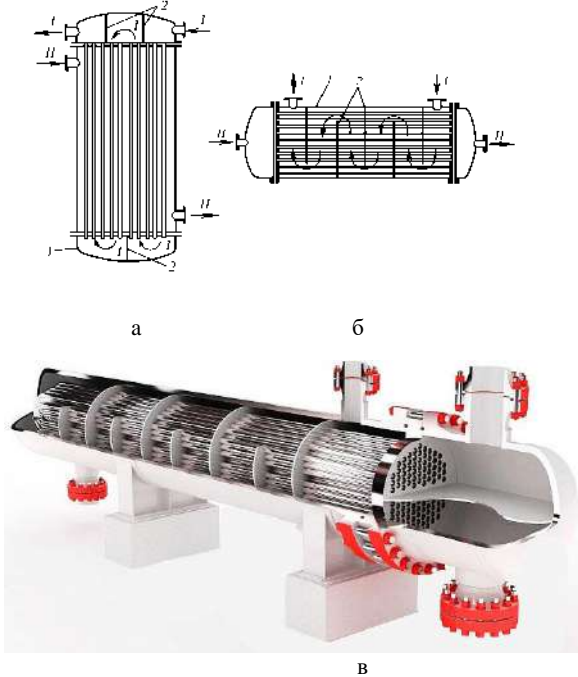
$$l = F / (\pi d_{\text{сер}} n). \quad (2.11)$$

Труби закріплюють у решітках розвальцюванням, зварюванням, а також пайкою, що застосовується для з'єднання мідних та латунних труб. Іноді використовують з'єднання труб з решітками за допомогою сальників, які допускають вільне переміщення труб в ході температурних подовжень і можливість їх швидкої заміни. Це дозволяє значно зменшити температурну деформацію труб, але є складним, дорогим і недостатньо надійним.

Розрізняють *одноходові* та *багатоходові кожухотрубчасті теплообмінники*. В одноходовому теплообміннику (див. рис. 2.2) один потік теплоносіїв рухається паралельно у всіх трубах, інший – у міжтрубному просторі паралельно до труб. У багатоходовому (по трубному простору) теплообміннику (рис. 2.4 а) пучок труб розділений на кілька секцій (ходів), за якими теплоносій  $l$  проходить послідовно. Розбивка труб на секції здійснюється

перегородками 2 у верхньому та нижньому днищах 1 теплообмінника. Шлях теплоносія *I* по чотирьох ходах показаний стрілками. Цим досягається підвищення швидкості теплоносія, що призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі трубного простору.

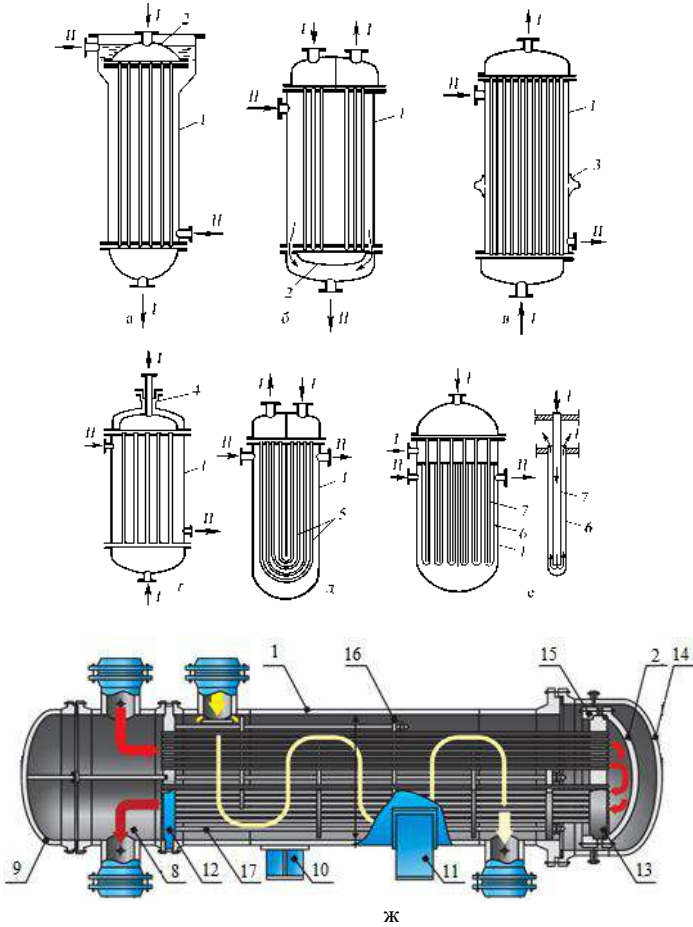
На рис. 2.4 б показаний багатоходовий горизонтальний теплообмінник, в якому збільшення швидкості теплоносія *I* в міжтрубному просторі досягається установкою ряду направляючих перегородок 2.



*a* – вертикальний (по трубному простору): 1 – днище; 2 – перегородки; *б* – горизонтальний (по міжтрубному простору), *в* – вигляд внутрішнього устрою двоходового теплообмінника: 1 – кожух; 2 – направляючі перегородки; *I*, *II* – теплоносії  
Рисунок 2.4 – Багатоходові кожухотрубчасті теплообмінники

З двох теплоносіїв, що рухаються трубним і міжтрубним просторами, потрібно, в першу чергу, збільшувати швидкість того, який має більший термічний опір і, отже, обмінюється теплотою за менших значень коефіцієнта тепловіддачі. У розглянутих кожухотрубчастих теплообмінниках (рис. 2.2, 2.4) труби жорстко закріплені в трубних

решітках.



*а* – «плаваюча» головка відкритого типу; *б* – «плаваюча» головка закритого типу; *в* – з лінзовим компенсатором; *г* – з сальниковим компенсатором; *д* – з U-подібними трубами; *е* – з подвійними трубами; *ж* – переріз теплообмінного апарату з «плаваючою» головкою; 1 – кожух; 2 – «плаваюча» головка; 3 – лінзовий компенсатор; 4 – сальник; 5 – U-подібні труби; 6 – зовнішня труба із закритим нижнім кінцем; 7 – внутрішня труба з відкритим кінцем; 8 – передня камера; 9 – кришка передньої камери; 10 – опора рухома; 11 – опора нерухома; 12 – стаціонарна трубна решітка; 13 – рухома трубна решітка; 14 – кришка кожуха; 15 – кільцевий фланець плаваючої головки; 16 – перегородка опорна; 17 – теплоізоляція труби; II – теплоносій

Рисунок 2.5 – Теплообмінники з компенсацією температурних подовжень:

Внаслідок різниці температур між кожухом і трубами в них виникають температурні напруження, які можуть призвести до руйнування апарату. Теплообмінники з жорстким

кріпленням труб у трубних решітках надійно працюють в умовах різниці температур 25 – 30°C. Якщо ця різниця перевищує зазначені межі, застосовують теплообмінники з різними компенсаторами температурних подовжень.

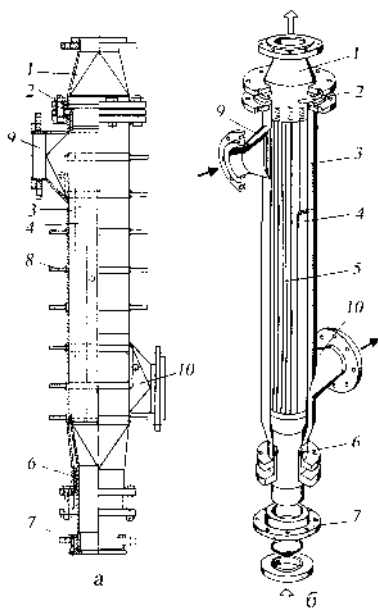
На рис. 2.5 а та б показані *теплообмінники з «плаваючою» головою*, в яких одна з трубних решіток не з'єднана з кожухом і може вільно переміщатися вздовж осі за рахунок температурних подовжень. У теплообміннику на рис. 2.5, а «плаваюча» *головка відкритого типу*, на рис. 2,5 б – *закритого*. На рис. 2.5 в показаний теплообмінник з лінзовим компенсатором на корпусі. Температурні деформації компенсуються осьовим стисненням чи розширенням цього компенсатора. Такі теплообмінники застосовують для температурних деформацій, що не перевищують 10 – 15 мм, і за значень тиску в міжтрубному просторі не вище 0,25 МПа.

У *теплообміннику з сальниковим компенсатором* (рис. 2.5, з) одна з трубних решіток під час температурних розширень може вільно переміщатися вздовж осі. Ущільнення патрубків, яким виводиться з теплообмінника теплоносій *I*, досягається установкою на верхньому днищі сальника *4*.

У *теплообміннику з U-подібними трубами* (рис. 2.5, д) обидва кінці труб закріплені в одній трубній решітці. Кожна труба може вільно подовжуватися незалежно від інших і температурні напруження не виникають.

У *теплообміннику з подвійними трубами* (рис. 2.5, е) кожен з теплообмінних елементів складається з двох труб: труби *б* із закритим нижнім кінцем і розташованої в ній труби *7* з відкритим кінцем. Верхній кінець труби *7* закріплений у верхній трубній решітці, верхній кінець труби *б* – у нижній. Теплоносій *I* надходить у трубу *7* зверху і, пройшовши її, рухається далі кільцевим каналом між трубами *б* і *7*. Теплообмін між теплоносіями *I* і *II* здійснюється через стінку труби *б*. Кожна з труб *7* і *б* може вільно подовжуватися без виникнення температурних напружень.

Дуже важливим фактором, що визначає роботу теплообмінників, є швидкість руху теплоносіїв. Збільшенні швидкості супроводжується зростанням інтенсивності теплообміну і гідравлічного опору. Оптимальні швидкості зазвичай відповідають стійкому турбулентному режиму руху теплоносіїв і здебільшого лежать у межах 0,1 – 2,0 м/с для рідин та 2 – 20 м/с – для газів



1 – камера для введення робочого середовища в канали; 2 – фланцеве роз'ємне з'єднання ламельного пучка з корпусом; 3 – корпус апарату; 4 – пучок ламелів (плоских труб); 5 – міжтрубний простір; 6 – сальниковий пристрій; 7 – фланець зйомний; 8 – ребра жорсткості; 9, 10 – штуцери для другого робочого середовища, що подається в міжтрубний простір

Рисунок 2.6 – Ламельні теплообмінники в корпусі прямокутної (а) та циліндричної (б) форми

**Ламельні теплообмінники.** Ламельний теплообмінник складається з пакету зварних попарно пластин, що утворюють пучок плоских труб, вмонтованих у кожух (рис. 2.6). Пучок плоских труб закінчується звареними трубними решітками. Прямокутна у поперечному перерізі форма трубного пучка застосовується в апаратах для невеликих тисків. У цьому випадку конструкція теплообмінника спрощена. Кожух має в перерізі прямокутну форму, що відповідає формі трубного пучка, причому плоскі стінки кожуха доводиться робити з ребрами жорсткості. Циліндричний кожух та відповідна йому кругла у поперечному перерізі форма трубного пучка здатні краще приймати навантаження за більш високих тисків. Для забезпечення повного заповнення круглого перерізу циліндричного кожуха ширина кожної плоскої труби повинна відповідати довжині хорди, відповідно до якої встановлюється дана труба.

Ламельні теплообмінники, що застосовуються в промисловості, мають діаметри кожухів від 100 до 1000 мм. Відповідної ширини виготовляють і плоскі зварні труби. Зазор

між стінками всередині труб, а також у міжтрубному просторі становить від 2 до 12 мм. Довжина плоских труб від 2 до 6м.

На рис.2.7 показано устрій зварної трубної решітки та її з'єднання з трубним пучком та камерою. Друга трубна решітка аналогічна по конструкції, але з'єднана вона з циліндричним патрубком, який через сальниковий пристрій виходить з кожуха. На кінець цього патрубка нагвинчено фланець. Сальниковий пристрій між кожухом і пучком плоских труб компенсує температурні подовження трубного пучка в робочому стані, а також дозволяє витягувати трубний пучок з кожуха для очищення від забруднень в міжтрубному просторі.

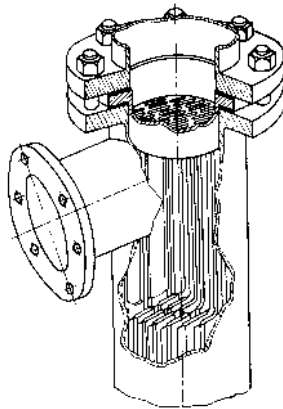


Рисунок 2.7 – Вузол з'єднання плоскотрубного пучка з трубними решітками і корпусом

Плоскі труби мають деякі термодинамічні переваги порівняно з круглими. За рівної площі поперечного перерізу каналу для робочого середовища поверхня теплообміну плоскої труби в кілька разів більша за поверхню круглої труби. Велика поверхня теплообміну на одиницю довжини плоскої труби за малих еквівалентних діаметрів каналу і порівняно малих площ поперечного перерізу каналу дає можливість застосування коротких (одноходових) компоновок апаратів цього типу. Гідрравлічний опір таких апаратів невеликий, оскільки як в міжтрубному, так і в трубному просторі рідина рухається переважно без поворотів.

Малий еквівалентний діаметр плоских труб (зазвичай 7 – 14 мм) дозволяє досягти більш високих коефіцієнтів теплопередачі, що перевищують на 40 – 100% величину коефіцієнта теплопередачі в аналогічних умовах у кожухотрубних теплообмінниках. Тут проявляється спільна дія таких факторів, як передача теплоти до тонкого шару рідини та загальне підвищення швидкостей потоків робочого середовища каналами малих поперечних перерізів.

На поверхні плоских каналів виштамповані поздовжні жолобки і кульові сегменти, які в робочому стані пакета служать опорами суміжних пластин і дещо турбулізують потік робочого середовища. Однак ступінь турбулізації потоку в таких каналах значно менше, ніж у каналах із гофрованих пластин.

Для отримання великих поверхонь теплообміну ламельні теплообмінники можна компоувати в блоки. З'єднання елементів може бути паралельне або послідовне в залежності від бажаних швидкостей потоків у міжтрубному і трубному просторах. Ламельні теплообмінники можна встановлювати у вертикальному чи горизонтальному положенні. Змішування двох робочих середовищ не спостерігається. Сальникове ущільнення знаходиться між робочим середовищем міжтрубного простору і атмосферою. В якості матеріалу для виготовлення плоских труб найбільш часто застосовують нержавіючу сталь у вигляді холоднокатаної стрічки товщиною 1,5 і 2,0 мм. Ламельні теплообмінники призначені для роботи за схемою рідина – рідина, газ – газ та пара – рідина (конденсатори та підігрівачі).

Враховуючи неможливість механічного очищення внутрішнього трубного простору від відкладів, ламельні теплообмінники застосовують у випадках, коли одне з робочих середовищ не дає відкладів усередині плоских труб. Друге робоче середовище може давати відкладення. Його направляють у міжтрубний простір, який можна механічно очищати, якщо витягти з кожуха трубний пучок.

**Пластинчасті теплообмінники.** Одними з перспективних іновативних видів теплообмінних апаратів є пластинчасті. Основні вимоги до їх конструкцій: забезпечення високого коефіцієнту теплопередачі з найменшим гідравлічним опором; мінімальна витрата матеріалів на одиницю продуктивності апарату; надійність та герметичність у поєднанні з розбірністю та доступністю до поверхні теплообміну для механічного очищення її від забруднень; уніфікація вузлів та деталей та технологічність механізованого виготовлення різноманітних поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур та тисків.

Визначальною особливістю пристроїв пластинчастих теплообмінних апаратів є конструкція та форма поверхні теплообміну та каналів для робочого середовища. Поверхня теплообміну утворюється з окремих пластин, а канали для робочого середовища мають щільну форму. Робоче середовище рухається біля поверхні теплообміну тонким шаром, що сприяє інтенсифікації процесу тепловіддачі. Форми пластин і профілі їх поверхні різноманітні, а конструкції досить складні. Пластини розташовують паралельно одна одній, причому між робочими поверхнями двох суміжних пластин створюється невеликий зазор, що утворює канал для робочого середовища, яке нагрівається або охолоджується. Пластини

можуть бути плоскими, з гладкими стінками і мати прямокутну, квадратну, круглу або іншу форму.

Мала товщина пластин і паралельна розстановка з малими проміжками між пластинами дозволяє розмістити в просторі робочу поверхню теплообмінника найбільш компактно з такою «щільністю», яка недосяжна в інших типах рідинних теплообмінників. Це в кінцевому підсумку призводить до того, що пластинчасті теплообмінні апарати мають за рівних теплових навантажень значно менші габаритні розміри і металоемність, ніж апарати типу «труба в трубі», кожухотрубчасті та ін.

На теплопередаючих стінках можуть залишитися різні відкладення, які перешкоджають процесу теплопередачі. Крім того, в умовах теплової обробки термічно нестійких продуктів на стінках утворюється пригар. У цих випадках необхідно часто розбирати апарат для очищення поверхні теплообміну від шару пригару, осаду або залишків продукту. Пластини у цих апаратах мають прокладки для ущільнення каналів між ними під час складання всієї системи.

Від форми, розмірів і конструктивних особливостей пластин залежать інтенсивність тепловіддачі, надійність апарату, технологічність його виготовлення та експлуатаційні дані. Особливості конструкції пластини визначаються конструкцією гофрів чи профілем робочої теплообмінної стінки; формою кутових отворів для підведення та відведення робочих середовищ з метою зниження гідравлічного опору ділянок входу та виходу; ущільнювальною системою; системою підвіски пластин на рамі апарату та фіксації положення пластин у пакеті; пристроєм для безпечного обслуговування пакету пластин; пристроєм допоміжних конструктивних елементів пластини, що підвищують жорсткість зібраної системи, сприяють технологічності виготовлення, створюють зручності обслуговування та ремонту тощо.

Теплопередаючі пластини класифікуються за формою профілю робочої поверхні:

- на плоскі;
- вузькоканальчасті (зі спіральними фрезерованими каналами, із зигзагоподібними фрезерованими каналами, із зигзагоподібними штампованими каналами, конічні зі спіральними каналами);
- з турбулізуючими вставками;
- стрічково-потоківі (з плоскою робочою поверхнею, із простими горизонтальними гофрами, з рифленими горизонтальними гофрами);
- сітчасто-потоківі (з переривчастими турбулізаторами, з безперервними турбулізаторами).

**Плоскі пластини.** Найпростішою формою елемента поверхні теплообміну є плоска

пластина. Попарне з'єднання таких пластин дозволяє створити дві системи каналів, ізольованих один від одного теплопередавальною стінкою. Конструкція цих пластин має ряд істотних недоліків. Плоскі пластини не пристосовані для роботи в умовах значної різниці тисків по обидва боки стінки.

Для компенсації деформацій, що виникають, на поверхні доводиться робити ребра жорсткості або приварювати дистанційні штифти чи, нарешті, зварювати пластини у вигляді плоских труб зі спеціально виштампованими елементами для точок взаємної опори пластин в апараті. Швидкості руху робочих середовищ у каналах, складених з плоских пластин, зазвичай низькі, тому вони мало придатні для роботи з рідкими робочими середовищами і не отримали поширення в харчовій промисловості.

**Канальчасті пластини.** Прагнення підвищити швидкості руху рідин в міжпластинних каналах і забезпечити достатню жорсткість системи для сприйняття навантажень від тиску призвело до створення пластин канальчастого типу. Вони характеризуються зигзагоподібним або спіральним каналом на поверхні. В даний час через низькі коефіцієнти теплопередачі, велику металоємність, складність виготовлення та високу вартість канальчасті пластини виготовляються рідше.

Канальчата пластина «Астра» відштампована з листової нержавіючої сталі завтовшки 1,2 мм (рис.2.8 а). На поверхні пластини є подовжні рифлі, які утворюють триходовий зигзагоподібний канал. Рифлені двосторонні пластини чергуються в пакеті з гладкими листами, які перекривають канали. Рідина, що входить з кутового отвору в зазор між пластинами, розподіляється по трьох вузьких паралельних каналах, що утворюють один хід, рухається вздовж пластини до кутової прокладки, після чого, змінивши напрямок потоку на 180°, надходить у другий хід, а потім в останній – третій, який з'єднаний з вихідним кутовим отвором, розташованим по діагоналі по відношенню до вхідного. Прокладки розміщені на основній штампованій пластині з обох сторін і приклені в пазах клеєм. Інтенсивність тепловіддачі та енергетична ефективність процесу для пластин канальчастого типу значно нижча, ніж для пластин стрічково – потокового та сігчасто – потокового типів.

**Пластини з турбулізуючими вставками.** Пластинчаста пара «Мульти – Пас» складається з плоскої металевої пластини та фігурної вставки – прокладки, розташованої між двома плоскими пластинами (рис. 2.8, б). Вставка виконує одночасно функції ущільнення та турбулізації. Рідина входить у міжпластинчастий канал і омиває фігурну вставку. Внаслідок турбулізації потоку під час обтікання фігурної вставки тепловіддача від плоскої стінки збільшується. Турбулізуючі вставки виготовляють як із пластмас, так і з металів. Часто вставки роблять перфорованими. В експлуатаційному відношенні плоскі

пластини зі вставками мають деякі переваги: пластини, що несуть теплове навантаження і, отже, найбільш схильні до відкладів і забруднення, будучи плоскими, зручні для чищення; температура перфорованих фігурних вставок дорівнює середній температурі рідини, тому відкладення пригару на них не спостерігається.

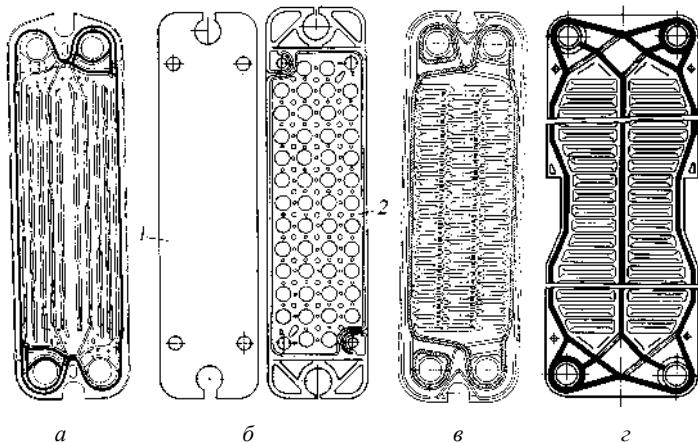
Недоліком такої конструкції є те, що питома металоємність апарату збільшується, тому що на виготовлення металеві вставки, що не бере участі в теплообміні, витрачається приблизно стільки ж металу, скільки і на виготовлення теплообмінної пластини. За коефіцієнтами тепловіддачі ці пластини не перевищують звичайні стрічково – потокові пластини.

**Пластини стрічково – потокового типу.** Стрічково – потокові пластини мають горизонтальні гофри трикутного, синусоїдального або іншого профілю. Завдяки наявності гофр на поверхні теплообміну створюються звивисті щілиноподібні міжпластинчасті канали, в яких виникає значна турбулізація робочих середовищ, що рухаються, в умовах порівняно малих швидкостей потоку. Вони мають підвищену жорсткість, порівняно з плоскими пластинами.

Конструкції таких пластин відрізняються різноманітністю у формах і розмірах деталей, але і для них характерна наявність гофр, що періодично повторюються, орієнтованих паралельно меншій стороні пластини. Форма потоку рідини між пластинами подібна до форми хвилястої гофрованої стрічки, причому геометричні характеристики потоку можуть бути різними, але у всіх випадках поверхня омивається впоперек гофр.

Найбільш поширені стрічково – потокові пластини Альфа – Лаваль з горизонтальними гофрама трикутного профілю (рис. 2.8, в). Основна ознака пластини – форма і розміри профілю її робочої поверхні і спосіб виготовлення. Стрічково – потокові пластини виготовляють цільноштампованими з тонкого листа корозійностійких сталей. Після штампування пластини піддають електрополіруванню з обох боків. Полірування ускладнює виділення відкладів на теплопередаючій поверхні та полегшує очищення пластин від забруднень.

У робочому положенні пластина зазвичай піддається різному тиску робочих середовищ з обох сторін, що може викликати її прогин у бік меншого тиску. Для запобігання таким деформаціям на кожній пластині є вертикальні ряди дистанційних (опорних) виступів, що дають численні точки опори між пластинами.

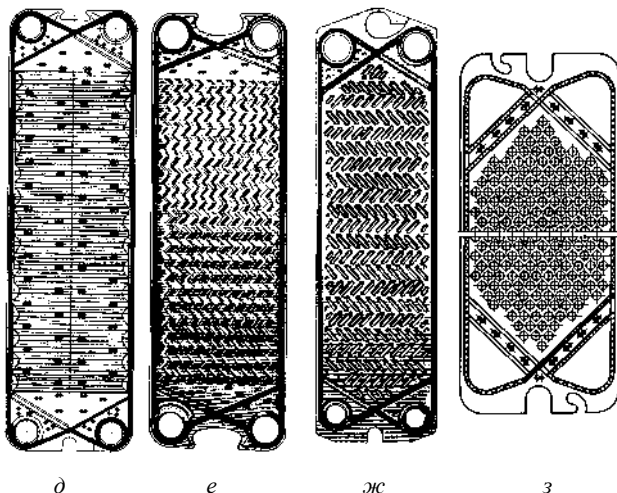


*a*

*б*

*в*

*г*



*д*

*е*

*ж*

*з*

*a* – пластини каналчастого типу із штампованих елементів «Астра» (ОПВ);  
*б* – пластинчаста пара з турбулізуючими вставками «Мульти-Пас»: 1 – плоска металева пластинка; 2 – фігурна вставка-прокладка; *в* – стрічково-потокова пластинка «Альфа-Лаваль»; *г* – стрічково-потокова пластинка «Альборн-159»; *д* – стрічково-потокова пластинка «Парафлоу» з подвійним гофруванням; *е* – сітчасто-потокова пластинка «Кольдинг»; *ж* – сітчасто-потокова пластинка «Сількеборг»; *з* – сітчасто-потокова пластинка «Суперплейт-S»

Рисунок 2.8 – Теплообмінні пластини

Рідина після виходу з кутового отвору в міжпластинчастий канал розтікається по вхідній частині, яка розширюється, а потім рухається вздовж пластин по широкій звивистій щілині між пластинами. Під час обмивання поверхні рідина штучно турбулізується, частими поворотами потоку.

Наявність турбулізуючих елементів різної форми на поверхні теплообмінних пластин у каналі – характерна риса сучасних пластинчастих апаратів, завдяки якій вдається отримати інтенсивну тепловіддачу для порівняно малої швидкості потоку, що дозволяє помітно зменшити витрати енергії на проштовхування рідини.

Як бачимо на рис. 2.8, в, на поверхні пластини є конструктивні елементи, призначені для вирівнювання гідравлічного опору каналу по всіх можливих лініях перетікання рідини від одного кутового отвору (колектора) до іншого. Так, на поверхні пластини паралельно з рядами опорних йдуть ряди гальмуючих виступів, які запобігають швидшому проскакуванню струменів у канали, утворені зі зворотної сторони пластини опорними виступами. Крім того, поблизу кутових отворів є нахилені гофри або точкові опорні виступи, призначені для створення зазору між пластинами в цій зоні, де відбувається важливе для нормальної роботи каналу розтікання потоку перед його входом в гофровану частину.

Цікавою конструктивною особливістю великих пластин є високі бортики вздовж бічних країв пластини, які збільшують її загальну жорсткість, а також гасять струмені у випадку прориву через ущільнювальну прокладку рідини, яка знаходиться в апараті під тиском. На пластині є спеціальні канавки, в яких розташовується фігурна гумова прокладка, що охоплює робочу частину пластини і кутові отвори. Прокладка закріплюється в канавках на лицьовій стороні пластини спеціальним клеєм чи іншим способом. Недоліком пластин цього типу є складність їх масового виготовлення, яка зумовлена, в першу чергу, великою довжиною зварних швів по причині виготовлення складних форм пазів для прокладок в периферійній рамці.

На рис. 2.8 г показана пластина – потокового типу фірми Альборн (Німеччина), яка має пази для ущільнюючих прокладок з двох сторін. Гумові прокладки приклеюють у відштампованому пазі на лицьовій стороні кожної пластини. Їхня основна поверхня має кривизну в подовжньому і поперечному напрямках. Зусилля, що діють на пластину за умови одностороннього тиску в каналі, передаються безпосередньо на гумові прокладки. Гідравлічний опір стрічково – потокових пластин дещо зменшено завдяки відсутності на теплопередаючій поверхні точок взаємного контакту пластин. Пластини відполіровані і в умовах вільного потоку відкладення на теплопередаючих поверхнях виділяються менш інтенсивно, ніж на пластинах з точками опори в міжпластинчастих каналах.

Стрічково – потокові пластини «Парафлоу» фірми APV (Англія) мають характерний складний профіль з глибокими рифленими гофрами, що створюють звивистий канал змінного «пульсуючого» перерізу (рис. 2.8, д). Форма поверхні пластини майже всіх типорозмірів – однотипне подвійне гофрування: на великих гофрах є дрібніші. Пластини

утворюють канали для стрічково – потокового пульсуючого руху робочих середовищ. На поверхні пластини є чотири ряди опорних точкових виступів з глибоким витягуванням металу під час штампування, які сприяють збільшенню жорсткості зібраного пакета пластин.

В останні роки фірма APV перейшла на випуск нових конструкцій стрічково – потокових пластин R-5 без гофрування. У нових пластинах збільшено діаметр кутових отворів, покращено умови входу робочого середовища в канал та підвищено надійність вузла ущільнення каналу.

Використання пластин стрічково – потокового типу має свої особливості. В процесі об'єднання пластин стрічково – потокового типу виступаючі елементи профілю однієї пластини входять до западини між елементами профілю іншої. Це змушує пред'являти суворі вимоги до взаємного положення пластин по вертикалі. У випадку відносного зміщення сусідніх пластин у вертикальному напрямку величина зазору між ними змінюється, що супроводжується різким збільшенням гідравлічних опорів.

Якщо поверхні елементів профілю круто нахилені до основної площини пластини (більш ніж на  $45^\circ$ ), то відносно вертикальне зміщення пластин може викликати навіть повне замикання міжпластинчастого каналу і виключення його з роботи. Тому необхідно уникати крутих підйомів і западин на поверхні пластини на всьому шляху від вхідного кутового отвору до вихідного і призначати допуски, що визначають положення пластини на напрямних штангах з точністю не нижче  $\pm 0,25$  мм.

**Сітчасто – потокові пластини.** У сітчасто – потокових пластинах потік рідини змінює напрямок свого руху у двох площинах. Це дозволяє за рівних середніх швидкостей руху (порівняно з гладкостінними та стрічково – потоковими каналами) істотно інтенсифікувати тепловіддачу за рахунок підвищення ступеня турбулентності потоку, що впливає на товщину пограничного шару та коефіцієнти тепловіддачі. Потік рідини в їх міжпластинчастому каналі можна розглядати як сукупність струменів, що сходяться і розходяться.

У сітчасто – потокових пластинах турбулізуючі елементи профілю використовуються одночасно і для створення рівномірної сітки взаємних опор між пластинами, що дозволяє значно підвищити жорсткість пакету і забезпечити його працездатність в умовах більш високих тисків.

Розрізняють два види пластин сітчасто – потокового типу: з переривчастими та безперервними по ширині пластини турбулізаторами. Для обох видів характерне поєднання опорних і турбулізуючих функцій в одних і тих же елементах профілю і велика кількість точок контакту, які рівномірно розподілені між суміжними пластинами. Взаємна опора по

вершинах зустрічається і в пластинах з уривчастими гофрами «Кольдинг» (рис. 2.8, е) і «Сількеборг» (рис. 2.8, ж).

Конструкція американських пластин «Суперплейт» типова для сітчасто – потокових пластин з переривчастими турбулізаторами (рис. 2.8, з). Турбулізуючі елементи профілю являють собою численні виступи, близькі за формою до кульових сегментів діаметром 20 мм біля основи і висотою близько 6 мм. Товщина стінки пластини 1,2 мм. Трикутна форма кутових отворів забезпечує достатню величину колекторних каналів і значну довжину лінії входу робочого середовища в міжпластинчастий канал. Швидкість входу робочого середовища у цей канал становить близько половини середньої швидкості потоку між пластинами, тому місцевий опір на вході та виході порівняно невеликий.

Розміщення виступів на поверхні пластин несиметричне щодо вертикальної осі пластини – ряди виступів зміщені по відношенню до середньої осі один вліво, інший вправо на 1/4 кроку. Щодо горизонтальної осі пластини ряди виступів розташовані симетрично. За такого розташування виступів пластини, які отримані на одному штампі, після відносного повороту на 180° спираються одна на другу в багатьох точках поверхні, тому що виступи однієї пластини потрапляють на плоскі ділянки між виступами іншої. Весь набір пластин, стиснутих між плитами рами, утворює систему, яка має подібно до стільникової конструкції велику жорсткість і міцність. У таких міжпластинчастих каналах зміна швидкостей струменів відбувається у двох площинах – перпендикулярно до загальної площини потоку і паралельно їй. Перевага вказаного профілю в тому, що виключена можливість закриття або хоча б помітного звуження прохідних каналів під час невеликого відносного зміщення пластин.

Кожна пластина має прокладки двох призначень: а) велика гумова кільцева прокладка, що обмежує на лицьовій стороні пластини канал для відповідного потоку робочого середовища і охоплює також два кутові отвори (з одного боку пластини або по діагоналі), через які відбувається вхід потоку в міжпластинчастий канал та вихід з нього; б) дві малі гумові прокладки, що ізолюють два інших отвори і створюють транзитний прохід для другого робочого середовища.

Пластинчасті теплообмінники по конструкції можуть бути односекційними та багатосекційними або комбінованими. Односекційним пластинчастим теплообмінником назовемо апарат, в якому в теплообміні беруть участь тільки два робочі середовища.

У харчовій промисловості широке застосування знаходять і такі конструкції пластинчастих апаратів, в яких відбувається кілька видів теплової обробки рідкого харчового продукту – основного робочого середовища. Це досягається шляхом з'єднання в одному апараті декількох взаємозалежних, але самостійних теплообмінних зон, в яких,

наприклад, нагрівають продукт парою з метою стерилізації або пастеризації, потім поступово охолоджують його холодним продуктом, що йде на підігрів, потім холодною водою і, нарешті, розсолем до кінцевої температури. Таку конструкцію мають відомі пастеризаційно-охолоджувальні апарати, які прийнято називати комбінованими.

Елементом тракту руху рідини у пластинчастому апараті є канал – простір між двома сусідніми пластинами. Робоче середовище, що входить в апарат, потрапляє в канали через поздовжні колектори, утворені кутовими отворами пластин і малими прокладками, що оточують ці отвори.

З колектора робоче середовище розподіляється зазвичай по кількох паралельних каналах. Сукупність кількох каналів, якими робоче середовище рухається в одному напрямі, у практиці проектування називають пакетом. З першого пакета робоче середовище потрапляє в протилежний колекторний канал, проходить по ньому вздовж апарата до чергової граничної пластини (пластини з заглибленим кутовим отвором) і розподіляється по каналах другого пакета. У другому пакеті робоче середовище рухається у напрямку, протилежному його руху в першому пакеті. Другий пакет може бути за кількістю каналів рівним першому або ні.

У випадку різного числа каналів у послідовно розташованих пакетах швидкість руху робочого середовища в кожному пакеті буде змінюватися. За умови однакового числа каналів швидкість робочого середовища мало змінюється. Друге робоче середовище, переміщення якого на схемах (рис. 2.9, а і рис. 2.9, б) показано штриховою лінією, проходить по своєму колекторному каналу і рухається потім у міжпластинчастих каналах, суміжних з каналами для першого робочого середовища.

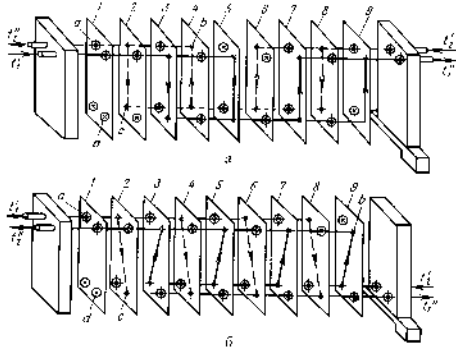
У компонованні каналів для робочих середовищ можливі різні варіанти.

1. Канали для першого робочого середовища складені так само, як і канали для другого середовища. Таким чином, якщо в першому пакеті для першого робочого середовища є чотири канали, то і в пакеті з боку другого робочого середовища чотири; далі йде пакет з трьох каналів і т. д. Таку схему компоновання пластин в теплообміннику називають *симетричною*.

В даній схемі одне робоче середовище проходить послідовно таку кількість пакетів, як і інше. Якщо витрати двох робочих середовищ рівні, то в умовах симетричного компоновання рівні і їх швидкості у міжпластинчастих каналах.

2. Всі канали для другого робочого середовища з'єднані паралельно і утворюють один загальний пакет, що охоплює зону всіх пакетів для першого робочого середовища. Схему компоновання, коли кількість каналів у пакетах для першої та другої робочих середовищ неоднакова, називають *несиметричною*.

Пластинчасті апарати часто використовують для підігріву та охолодження робочих середовищ без зміни їх агрегатного стану. Зазвичай застосовують односекційні одно - і багатопакетні апарати. За розташуванням прохідних отворів для кожного робочого середовища на пластинах розрізняють пластини з одностороннім розташуванням отворів (рис. 2.9, *a*) і з діагональним розташуванням отворів (рис. 2.9, *б*).



*a* – апарати із прямим розташуванням отворів; *б* – з діагональним розташуванням отворів;  
 1 – 9 – номери пластин; *a* – отвір з ущільнювальним гумовим кільцем; *b* – непросічений кут без ущільнювального гумового кільця; *c* – отвір без ущільнювального гумового кільця; *d* – непросічений кут з ущільнювальним гумовим кільцем

Рисунок 2.9 – Схеми найпростіших апаратів із різними типами пластин

У випадку використання пластин з одностороннім напрямом потоку всі штуцери для першого робочого середовища розташовані по один бік апарату, а для другого робочого середовища – по інший. В умовах використання пластин з діагональним напрямком потоку робоче середовище переміщується у кожному пакеті по черзі з одного боку апарата на інший. Якщо кількість пакетів у секції лінії руху даного середовища парне, то місця входу і виходу його виявляються розташованими з одного боку апарата. Якщо ж секція складається з непарної кількості пакетів, то вхідний і вихідний штуцера повинні бути розташовані в різних кутах плит

Пластинчастий теплообмінник (рис. 2.10) складається з групи теплообмінних пластин 15, підвішених на верхній горизонтальній штанзі 7. Кінці верхньої та нижньої штанг закріплені в передній стійці 3 (нерухомій плиті) і на задній стійці 9. За допомогою натискної плити 8 і гвинта 10 пластини в зібраному стані стиснуті в один пакет на гумових прокладках 13 і 5. Велика гумова кільцева прокладка 13 обмежує на пластині канал для потоку робочого середовища і охоплює також два кутових отвори, через які відбувається вхід середовища в міжпластинчастий канал і вихід з нього. Дві малі гумові прокладки 5

ізолюють два інших отвори і створюють транзитний прохід для другого робочого середовища.

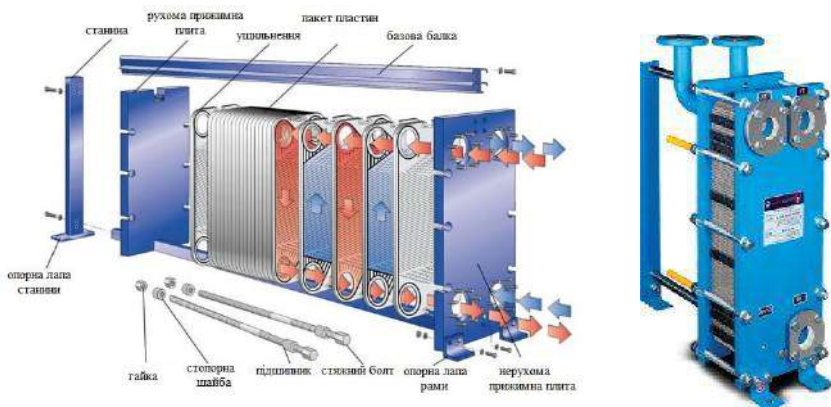


Рисунок 2.10 – Схема монтажу та вид пластинчастого теплообмінника

Система ущільнювальних прокладок побудована так, що після збирання і стиснення пластин в апараті утворюються дві системи герметичних каналів, ізованих один від одного металеву стінкою і прокладками: одна для гарячого робочого середовища, інша для холодного. Перша складається з непарних каналів між пластинами, а друга – з парних, завдяки чому потоки гарячого та холодного середовищ чергуються. Обидві системи герметичних каналів з'єднуються зі своїми колекторами і штуцерами для входу і виходу робочих середовищ, розташованих на плитах.

**Канали з плоскими гладкими стінками.** Плоским стінкам відповідають і плоскі щілинні канали, що застосовуються в ряді конструкцій пластинчастих, ламельних і пластинчасто – ребристих теплообмінників. В умовах вимушеної течії робочого середовища закономірності процесів локальної та середньої тепловіддачі та гідравлічних опорів для щілинних каналів залишаються такими ж, як і для труб і виражаються рівняннями:

а) для ламінарної течії

$$Nu = 1,86 \left( Re Pr \frac{d_{\text{екв}}}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}; \quad (2.12)$$

$$\xi = 96 / Re; \quad (2.13)$$

б) для турбулентної течії

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.14)$$

для повітря (турбулентний рух)

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}; \quad (2.15)$$

$$\xi = 0,3164 Re^{-0,25}, \quad (2.16)$$

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр,  $d_{екв} \approx 2\delta$ ;

$L$  – довжина каналу;  $\mu$  – динамічна в'язкість робочого середовища за його середньої температури;

$\mu_{ст}$  – те саме за середньої температури стінки;

$\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу;

в) у випадку перехідного режиму можна для наближених обчислень виконати розрахунок за простою формулою:

$$Nu = 0,0033 RePr^{0,37}; \quad (2.17)$$

г) в процесі конденсації пари, що повільно рухається (Вт/(м<sup>2</sup>К))

$$\alpha_k = 1,15 \sqrt[4]{\frac{g\rho\lambda^3 r}{\nu L(t''_1 - t_{ст})}}, \quad (2.18)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;

$\rho$  – густина робочого середовища (конденсату);

$\lambda$  – теплопровідність конденсату;

$r$  – питома теплота фазового перетворення;

$\nu$  – кінематична в'язкість конденсату;

$t''_1$  – температура конденсації;

$t_{ст}$  – середня температура теплопередаючої поверхні.

**Канали із пластин стрічково-потокowego типу.** Аналіз руху рідкого середовища в звивистому міжпластинчастому каналі показує, що механізм гідравлічних опорів на його ділянках істотно відрізняється від механізму опорів у рівномірних потоках в каналах з гладкими стінками. Опір руху рідини в рівномірних потоках обумовлено гальмівною дією нерухомих стінок, тому що дотичні сили тертя спрямовані назустріч руху потоку.

У звивистих каналах на ділянках утворення вихорів дотичні зусилля на стінках спрямовані в ту ж сторону, що і течія в ядрі потоку, оскільки сам рух рідини в області вихору спрямований у бік, протилежний течії в ядрі. Тому основним фактором, що визначає опір каналу, який складається, головним чином, з місцевих опорів, є не гальмівна дія стінок, а в'язкість рідини.

У вихровій області сили в'язкісного тертя значні тому, що в ній швидкості в одному і тому самому перерізі змінюють напрям на зворотний і відбувається безперервний обмін

кількістю руху між вихровою областю і ядром потоку. Зауважимо, що імпульс внутрішніх сил дорівнює нулю, а робота дорівнює втраті механічної енергії. У наведених нижче формулах для щілиноподібних звивистих каналів за визначальний еквівалентний діаметр потоку прийнята подвоєна середня мінімальна відстань між поверхнями гофрів, виміряна в напрямку нормалі до їх площини,

$$d_{екв} = 4f_1/\Pi \approx 2\delta, \quad (2.19)$$

де  $f_1$  – площа поперечного перерізу потоку в одному каналі;

$\Pi$  – змочений периметр стінок у поперечному перерізі потоку в каналі;

$\delta$  – мінімальна відстань між поверхнями гофрів, виміряна в напрямку нормалі до їх площини.

Враховуючи, що середня швидкість потоку в каналі встановлюється на підставі рівняння нерозривності

$$w = \frac{V_1}{f_1} = \frac{V_1}{b\delta}, \quad (2.20)$$

одержимо

$$Re = \frac{V}{b\delta} \frac{2\delta}{v} = \frac{2V_1}{bv}, \quad (2.21)$$

де  $V_1$  – об'ємна секундна витрата робочого середовища на один канал;

$b$  – ширина каналу;

$v$  – кінематична в'язкість робочого середовища;

$\delta$  – відстань між пластинами в каналі.

У міжпластинчастому каналі будь-якої форми і постійної його ширини  $b$  число  $Re$  для потоку робочого середовища в умовах постійної витрати через канал інваріантно щодо еквівалентного діаметра, тобто залишається незмінним для будь-якого вибору визначального зазору. Так само числа Рейнольдса для потоків робочих середовищ у розбірних пластинчастих теплообмінниках залишаються постійними, і в умовах зміни ступеня стиснення пакета пластин (внаслідок того, що внаслідок стискання гумових прокладок  $\delta$  зменшується пропорційно збільшенню середньої швидкості) завжди справедливе співвідношення

$$wd_{екв} = \text{const}. \quad (2.22)$$

Наведемо дані, отримані в умовах дослідного вивчення тепловіддачі та гідравлічних опорів для каналів із пластин стрічково-потокового типу різних видів.

#### ***Стрічково-потокові пластини з горизонтальними рифлями трикутної форми.***

Розглянемо кілька моделей з різними визначальними розмірами.

1. Для стрічково-потокових пластин моделі П-2 (*Альфа-Лаваль*) для визначальних

розмірів  $F_1 = 0,2 \text{ м}^2$ ;  $S = 22,5 \text{ мм}$ ;  $h = 7 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{екв}} = 0,0059 \text{ м}$ ;  $f_1 = 0,0008 \text{ м}^2$ ;  $L_{\text{п}} = 0,8 \text{ м}$ ;  $100 < Re < 30\,000$  і  $0,7 < Pr < 5000$  одержали формули

$$Nu = 0,10 Re^{0,7} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.23)$$

$$Eu = 760 Re^{-0,25}; \quad (2.24)$$

$$\xi = 11,2 Re^{-0,25}. \quad (2.25)$$

Стрічково–потоківі пластини недостатньо жорсткі в умовах зростання одностороннього тиску на пластину. Канали з більшим тиском робочого середовища розширюються, а канали з меншим тиском звужуються до наявних на поверхні штампованих упорів. За такої зміни розмірів міжпластинчастих каналів характер залежності  $Eu = f(Re)$  дещо змінюється. Так, для пластин П-2 в умовах зменшення зазору  $\delta$  до межі отримано залежність

$$Eu = 4100 Re^{-0,55}. \quad (2.26)$$

В умовах конденсації пари, що рухається в тих же каналах за температурного напору між парю і холодною стінкою  $10^\circ\text{C}$ ;  $Re_{\text{к}} = 150 - 1000$

$$Nu_{\text{к}} = 237 Re_{\text{к}}^{0,6} Pr_{\text{к}}^{0,4}, \quad (2.27)$$

де  $Nu_{\text{к}} = \frac{\alpha L_{\text{п}}}{\lambda_{\text{к}}}$  – критерій Нусельта під час конденсації;

$Re_{\text{к}} = \frac{q L_{\text{п}}}{r \rho_{\text{к}} \nu_{\text{к}}}$  – критерій Рейнольдса під час конденсації.

Визначальним геометричним розміром в процесі конденсації пари в міжпластинчастому каналі є приведена довжина каналу вздовж лінії стоку конденсату  $L_{\text{к}}$ . Ці формули можуть бути застосовані в першому наближенні і для розрахунку пластин *Альфа-Лаваль* з урахуванням їх визначальних розмірів.

2. Для стрічково – потоківих пластин П-5 («Альфа-Лаваль» Р-15) для визначальних розмірів  $F_1 = 0,5 \text{ м}^2$ ;  $S = 30 \text{ мм}$ ;  $h = 7 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{екв}} = 0,0091 \text{ м}$ ;  $f_1 = 0,002 \text{ м}^2$ ;  $L_{\text{п}} = 1,18 \text{ м}$  для турбулентного режиму течії для  $Re$  від 150 до 30000:

$$Nu = 0,165 Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.28)$$

$$Eu = 250 Re^{-0,25}; \quad (2.29)$$

$$\xi = 4 Re^{-0,25}. \quad (2.30)$$

Для ламінарного режиму течії  $Re \leq 100$

$$Nu = 0,464 Re^{0,33} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.31)$$

$$Eu = 13600 Re^{-1}; \quad (2.32)$$

$$\xi = 210 \text{Re}^{-1}. \quad (2.33)$$

В умовах конденсації пари, що рухається в каналах з цих пластин, температурного напору між парою і холодною стінкою  $\Delta t \geq 10 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $Re_k = (150 - 1000)$

$$Nu_k = 376 \text{Re}_k^{0,6} \text{Pr}_k^{0,4}. \quad (2.34)$$

Визначальний геометричний розмір  $L_k$  у виразах для критеріїв подібності в процесі конденсації такої самий, як і в рівнянні (2.27).

3. Для стрічково-потоківих пластин Альфа-Лаваль *P-12, P-14, P-16, P-17, P-20*, а також для пластин з трапецеїдальними гофрами фірми *Йорк-APV* в умовах турбулентного режиму течії для приблизної оцінки тепловіддачі можна скористатися рівнянням

$$Nu = 0,212 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left( \frac{l}{d_{\text{екв}}} \right)^{-0,35}, \quad (2.35)$$

де  $l$  – довжина прямолінійної ділянки між сусідніми поворотами гофрів.

Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини звивистого щільного каналу визначається за рівнянням

$$\xi = \frac{28,8(\text{tg } \beta)^{1,33} \left( \frac{S}{\delta'} - 2 \right)^{0,33}}{\text{Re}^{0,38} \left( \frac{S}{\delta'} - 2 \right)^{0,189}}, \quad (2.36)$$

де  $\beta$  – кут біля основи гофрів між горизонтальною площиною, на якій лежить пластина, і похилою до неї стороною гофри;

$S$  – крок гофрів;

$\delta'$  – зазор між пластинами в точці повороту гофри.

Обчислення тепловіддачі в стрічково-потоківих каналах для турбулентного руху робочого середовища проводять за узагальненою залежністю

$$Nu = 0,0315 \frac{1 + 0,83 \left( \frac{S}{\delta'} \right)^{-0,5}}{1 + 1,5 \text{Re}^{-0,125} \left( \frac{\lambda_0}{\xi} - 1 \right)} \text{Re}^{0,75} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (2.37)$$

де  $\lambda_0$  – коефіцієнт тертя в прямолінійному каналі для того ж значення  $Re$ , що і для  $\xi$ .

Рівняння (2.37) носить напівемпіричний характер і дає результати, близькі до експериментальних, у межах  $Re$  від 2000 до 20000 і  $\frac{S}{\delta'}$  від 3 до  $\infty$ . Воно може бути використане за відсутності більш точних експериментальних залежностей виду (2.35) для стрічково-потоківих пластин з гофрами трикутної, синусоїдальної та трапецеїдальної форми з визначальними розмірами, що відрізняються від описаних видів.

**Стрічково-потоківі пластини з горизонтальними гофрами синусоїдальної форми.** Для стрічково—потоківих пластин з синусоїдальною формою гофрів моделі *Альборн-159* для визначальних розмірів  $F_l = 0,21 \text{ м}^2$ ;  $S = 38 \text{ мм}$ ;  $h = 12 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{екв}} = 0,0084 \text{ м}$ ;  $f_l = 0,00113 \text{ м}^2$ ;  $L_n = 0,7 \text{ м}$  і турбулентної течії робочого середовища отримані формули в умовах зміни значень  $Re$  від 400 до 17 000:

$$Nu = 0,22 Re^{0,6} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.38)$$

для області  $1\,000 \leq Re \leq 20\,000$

$$Eu = 164 Re^{-0,25}; \quad (2.39)$$

$$\xi = 4 Re^{-0,25}. \quad (2.40)$$

**Стрічково-потоківі пластини з горизонтальними подвійними гофрами та гофрами трапецієдальної форми.** Нижче наведено основні розрахункові формули для пластин двох моделей.

1. Для стрічково-потоківих пластин «*Парафлу-APV*» з подвійним гофруванням поверхні і визначальними розмірами  $F_l = 0,11 - 0,41 \text{ м}^2$ ;  $S = 48,5 \text{ мм}$ ;  $h = 16 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{екв}} = 0,004 \text{ м}$  в умовах турбулентного режиму руху робочих середовищ і числах  $Re$  від 1 000 до 25 000, в інтервалі зміни швидкості води від 0,1 до 2,5 м/с отримані формули:

$$Nu = 0,07 Re^{0,7} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.41)$$

$$Eu = 2780 Re^{-0,55}; \quad (2.42)$$

$$\xi = 27,2 Re^{-0,55}. \quad (2.43)$$

Для пластин того ж профілю, але за умови збільшенні зазору до  $d_{\text{екв}} = 2\delta$  на основі обробки даних отримана формула

$$Nu = 0,165 Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (2.44)$$

порівняння якої з формулою (2.41) призводить до висновку про покращення тепловіддачі внаслідок збільшення еквівалентного діаметра.

2. Для стрічково-потоківих пластин «*APV-Йорк*» з горизонтальними гофрами трапецієдальної форми для визначальних розмірів  $S = 32 \text{ мм}$ ;  $h = 5 - 8 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{екв}} = 0,007 - 0,009 \text{ м}$ ;  $L_n = 0,83 \text{ м}$ .

Для області  $Re = 4000 - 30\,000$  отримано вираз

$$Nu = 0,18 Re^{0,7} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.45)$$

Для пластин «*PDN-1000*» того ж виду

$$Nu = 0,1165 Re^{0,7} Pr^{0,35}; \quad (2.46)$$

$$Eu = 94,3 Re^{-0,165}. \quad (2.47)$$

Для пластин «Честер – Єнсен» аналогічного виду отримали:

для чисел  $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,2536 Re^{0,65} Pr^{0,4}; \quad (2.48)$$

для ламінарного режиму,  $Re = 0,05 - 400$

$$Nu = 0,742 Re^{0,38} Pr^{0,33} (\mu/\mu_{ct})^{0,14}; \quad (2.49)$$

$$\Delta P = (1,98n - 0,05) \frac{\rho v^2}{2} Re^{(0,04/n - 0,25)}, \quad (2.50)$$

де  $n$  – число гофрів, що омиваються потоком.

### **Сітчасто – потокові пластини з переривчастими турбулізаторами у формі напівсферичних або зрізаних конічних виступів.**

1. Для сітчасто-потоккових пластин моделі «Суперплейт» з переривчастими турбулізаторами у формі напівсферичних виступів для визначальних розмірів  $F_l = 0,265 \text{ м}^2$ ;  $S_1 = 22 \text{ мм}$ ;  $S_2 = 25,4 \text{ мм}$ ;  $h = 6 \text{ мм}$ ;  $d_{екв} = 0,012 \text{ м}$ ;  $f_l = 0,0018 \text{ м}^2$ ;  $L_n = 0,89 \text{ м}$  в умовах турбулентного руху робочого середовища  $Re$  від 300 до 25 000 отримані розрахункові формули:

$$Nu = 0,076 Re^{0,75} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}; \quad (2.51)$$

$$Eu = 214 Re^{-0,25}; \quad (2.52)$$

$$\xi = 5,8 Re^{-0,25}. \quad (2.53)$$

У наведених формулах за еквівалентний діаметр прийнято подвоєну висоту виступів.

Поверхня теплопередачі у вигляді напівсферичних виступів широко поширена в американських та японських конструкціях пластин «Суперплейт S, EE», «Хісака – Ех – 2»; «Хісака–Ех–3», але в останні роки поверхні такої форми замінюються новими, більш ефективними видами гофрів типу «ялинка».

Незважаючи на високу інтенсивність штучної турбулізації, властиву пластинам сітчасто–потоккового профілю, пластини з напівсферичними виступами не мають помітних переваг перед іншими в сенсі енергетичної ефективності. На інтенсивність теплообміну у цих конструкціях несприятливо впливають численні контактні «плями», які зменшують ефективну робочу зону поверхні пластин.

2. Для сітчасто-потоккових пластин із переривчастими турбулізаторами у вигляді напівсферичних виступів для газоподібних середовищ отримали в області  $Re = 3900 - 9000$

$$Nu = 0,1052 Re^{0,716}; \quad (2.54)$$

$$Eu = 408,5 L_n Re^{-0,33}. \quad (2.55)$$

За умови однакових лінійних швидкостей повітря коефіцієнт тепловіддачі цих пластин в 2,5 – 2,8 разів вищий, ніж для гладкої плоскої стінки.

3. Пластини сітчасто-потокового типу з турбулізаторами у вигляді зрізаних конічних виступів у промисловості використовуються в зварних пластинчастих теплообмінниках моделі «Розенблад-В» і «Розенблад-С».

В інтервалі значень  $Re$  від 300 до 10000 отримано для  $d_{екв} = 0,0063$  м;  $F_l = 0,14$  м<sup>2</sup>;  $\delta = 4$  мм

$$Nu = 0,152 Re^{0,6} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (2.56)$$

$$Eu = 1160 Re^{-0,42}. \quad (2.57)$$

Сітчасто-потокові пластини з похилими до осі симетрії гофрами, що перетинаються.

1. Випускається сімейство сітчасто-потокових пластин різних розмірів з похилими гофрами трикутної форми, що перетинаються. Для визначальних розмірів  $F_l = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $S_n = 14$  мм;  $S = 16,2$  мм;  $h = 4$  мм;  $d_{екв} = 0,008$  м;  $f_l = 0,0018$  м<sup>2</sup>;  $L_n = 1,15$  м; і турбулентному режимі руху робочого середовища для області  $Re$  від 50 до 20 000 для цих пластин дійсні розрахункові рівняння:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (2.58)$$

$$Eu = 1620 Re^{-0,25}; \quad (2.59)$$

$$\xi = 22,4 Re^{-0,25}. \quad (2.60)$$

Ці формули справедливі для різних робочих середовищ за зміни числа Прандтля від 0,7 до 5 000. Для випадку обігрівання парою, що конденсується, в каналах з цих пластин за температурного напору між парою і холодною стінкою  $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$  Товажнянський отримав

$$Nu = 0,375 \cdot 10^{-3} (Ga Pr K)^{0,55} \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1,17}, \quad (2.61)$$

де  $Nu$  – критерій Нусельта;

$Ga$  – критерій Галілея;

$K$  – критерій конденсації;

$\rho_2$  і  $\rho_1$  – густина пари для даного тиску та густина конденсату.

У випадку повільного руху пари у цих каналах і  $\Delta t < 10^\circ\text{C}$  задовільні результати дає рівняння (2.58).

2. Модернізована конструкція пластин «ПП-0,5 М» має дещо змінені визначальні розміри каналу зі збереженням кута нахилу гофрів трикутного профілю  $F_l = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $S_n = 18$  мм;  $S = 20,8$  мм;  $h = 5$  мм;  $d_{екв} = 0,0096$  м;  $f_l = 0,0024$  м<sup>2</sup>;  $L_n = 1,0$  м.

Тепловіддача в умовах турбулентного режиму руху робочого середовища у цьому

разі також описується рівнянням (2.58).

Гідрравлічний опір завдяки модернізації вхідних та вихідних ділянок каналу зменшено та описується формулами

$$Eu = 784 Re^{-0,25}; \quad (2.62)$$

$$\xi = 15 Re^{-0,25}. \quad (2.63)$$

Для умови конденсації пари, що рухається, в каналах з пластин «ПР-0,5 М» для  $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$  отримано рівняння

$$Nu_k = 240 Re_k^{0,7} Pr_k^{0,4}, \quad (2.64)$$

де  $Nu_k$  – критерій Нусельта під час конденсації;  $Re_k$  – критерій Рейнольдса;  $Pr_k$  – критерій Прандтля.

За визначальний розмір в умовах  $Nu_k$  і  $Re_k$  прийнята приведена довжина пластини  $L_n$ .

3. Сітчасто-потокові пластини «ПП-0,3» мають за той же форми гофрів, що і пластини «ПП-0,5 М», такі визначальні розміри:  $F_l = 0,3 \text{ м}^2$ ;  $S_n = 18 \text{ мм}$ ;  $S = 20,8 \text{ мм}$ ;  $h = 4 \text{ мм}$ ;  $d_{екв} = 0,008 \text{ м}$ ;  $f_l = 0,0011 \text{ м}^2$ ;  $L_n = 1,12 \text{ м}$ .

Тепловіддача в умовах турбулентного режиму руху робочого середовища також описується рівнянням (2.58).

Для розрахунку гідрравлічних опорів отримано формули:

$$Eu = 1350 Re^{-0,25}; \quad (2.65)$$

$$\xi = 19,3 Re^{-0,25}. \quad (2.66)$$

Для конденсації пари, що рухається, для цих пластин

$$Nu = 322 Re_k^{0,7} Pr_k^{0,4}. \quad (2.67)$$

4. Сітчасто-потокові пластини в ялинку 0,2 К, квадратні з похилими гофрами трикутної форми.

Під час складання пакету ці пластини встановлюють повернутими в площині пластини одна відносно іншої на  $90^\circ$ . Визначальні розміри:  $F_l = 0,2 \text{ м}^2$ ;  $S_n = 18 \text{ мм}$ ;  $S = 21 \text{ мм}$ ;  $h = 4 \text{ мм}$ ;  $d_{екв} = 0,0075 \text{ м}$ ;  $f_l = 0,0016 \text{ м}^2$ ;  $L_n = 0,442 \text{ м}$ .

Тепловіддача за турбулентного режиму

$$Nu = 0,09 Re^{0,73} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.68)$$

Гідрравлічні опори:

$$Eu = 500 Re^{-0,25}; \quad (2.69)$$

$$\xi = 17 Re^{-0,25}. \quad (2.70)$$

Для розрахунку пластинчастих теплообмінників, що використовуються в якості

конденсаторів однокомпонентних парів з суміші з об'ємним вмістом газів, що не конденсуються до 90%, передбачаються більш точні формули для поінтервального розрахунку конденсаторів.

Розрахунок тепловіддачі від парогазової суміші за відсутності поперечного потоку речовини в каналах складної форми проводиться за формулою

$$Nu = 0,51 \exp(0,064 \operatorname{tg} \varphi) Re_{cm}^{0,73} Pr_{cm}^{0,43} \quad (2.71)$$

де  $\operatorname{tg} \varphi$  – тангенс кута нахилу гофрів до поздовжньої осі симетрії пластини в сітчастопотоковому каналі.

Розрахунок масовіддачі

$$Nu_D = Nu (Pr_D / Pr_{cr})^{0,25}, \quad (2.72)$$

де  $Nu_D$  – дифузійне число Нусельта;

$Pr_D$  – дифузійне число Прандтля.

Коефіцієнт гідравлічного опору одиниці відносної довжини гофрованого поля міжпластинчастого каналу залежить від кута нахилу гофри до поздовжньої осі пластини та профілю гофри і визначається за формулою

$$\xi = \frac{0,34 \exp(1,52 \operatorname{tg} \varphi)}{Re_{sum}^{0,25-0,06 \operatorname{tg} \varphi}}, \quad (2.73)$$

де  $Re_{sum}$  – число Рейнольдса для парогазової суміші.

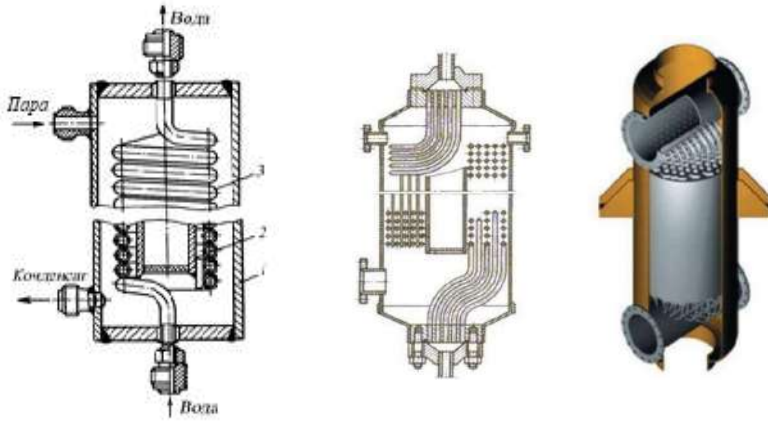
**Змійовикові теплообмінники.** Теплообмінники цього типу відрізняються простотою конструкції. Теплообмінний елемент (змійовик) є вигнутою трубою, зануреною в рідину, яка нагрівається або охолоджується теплоносієм, що рухається по змійовику. Змійовиковий теплообмінник має корпус 1, в якому розміщено змійовик 3 (рис. 2.11). Витки змійовика орієнтовані по гвинтовій лінії. В умовах великої площі поверхні теплообміну змійовики по довжині набирають із кількох секцій. Щоб уникнути прогинів труб для великої кількості витків і великого діаметру навивки кожного витка, їх закріплюють на стаканах 2. Пара вводиться у верхню частину корпусу, конденсується та виходить через нижній вихід. Холодна вода надходить у змійовик знизу, рухається в ньому і виводиться через верхній штуцер. Різниця тисків теплоносіїв у змієвикових апаратах може досягати 10 МПа. Діаметр змійовика в залежності від розмірів корпусу приймається  $D_{зм}$  від 200 до 2000 мм, а діаметр труб  $d$  від 20 до 75 мм. Знаючи з теплового розрахунку площу  $F$  поверхні теплообміну, діаметри змійовика  $D_{зм}$  і  $d$  труби, легко визначити довжину труб змійовиків

$$L = F / \pi d; \quad (2.74)$$

і число витків

$$n_B = L/(\pi D_{\text{зм}}). \quad (2.75)$$

Задавшись кроком між витками  $t_s = (1,5 - 2)d$ , можна знайти висоту змійовика



1 – корпус; 2 – стакан; 3 – змійовик виготовлений з труби  
Рисунок 2.11 – Змійовиковий теплообмінник

$$H_{\text{зм}} = n_B d + (n_B + 1)t_s + 2a, \quad (2.76)$$

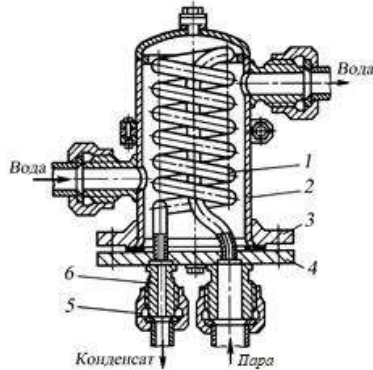
де  $a$  – відстань від змійовика до нижньої та верхньої частини кожуха ( $a = 100 - 300$  мм).

Основні розміри змійовикових теплообмінників наведені нижче:

Площа поверхні теплообмінника, м <sup>2</sup>	1	2	3	5	7	10
Діаметр змійовика, мм	32	32	32	32	44,5	44,5
Довжина труби, м	11,4	22,4	32,4	54,5	53,8	75,8
Діаметр витка, м	0,35	0,50	0,60	0,75	0,85	1,00
Крок витків, мм	50	50	50	50	65	65
Число витків	10	14	17	23	20	24
Діаметр корпусу, м	0,45	0,60	0,70	0,85	1,00	1,15
Висота корпусу, м	0,705	0,905	1,050	1,300	1,550	1,800
Маса змійовика, кг	20,7	20,7	59,0	99,0	139,0	195,0

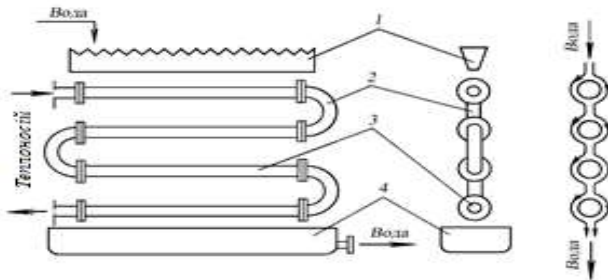
Змійовикові теплообмінники використовують в основному для підігріву води. Змійовиковий водопідігрівач (рис. 2.12) складається зі змійовика 1, розташованого в корпусі 2, фланця 3 і кришки 4, до якої прикріплений змійовик. До отворів, розташованих на кришці 4, щільно притискаються за допомогою накидних гайок 5 штуцери 6 для підведення пари і відведення конденсату, що утворюється.

Змійовики таких теплообмінників мають великий гідравлічний опір, тому швидкості теплоносіїв для них вибирають меншими, ніж у теплообмінниках з прямими трубами. Перевага змійовикових теплообмінників – простота виготовлення. Основний недолік їх полягає у труднощі очищення змійовиків. Занюрвальні теплообмінники застосовують для охолодження та нагрівання конденсату, а також для конденсації парів.



1 – змійовик; 2 – корпус; 3 – фланець корпусу; 4 – кришка; 5 – накидна гайка; 6 – штуцер  
Рисунок 2.12 – Змійовиковий підігрівач

**Зрошувальні теплообмінники** застосовують, головним чином, для охолодження рідин і газів або конденсації парів.



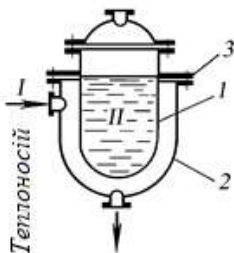
1 – жолоб; 2 – з'єднувальне коліно; 3 – труба; 4 – корито  
Рисунок 2.13 – Схема зрошувального теплообмінника

Зрошувальний теплообмінник (рис. 2.13) складається з ряду розташованих одна над другою труб 3, з'єднаних колінами 2. Зовні труби зрошуються водою. По трубах протікає теплоносій, що охолоджується. Вода для зрошення подається на верхню трубу, з якої стікає на розташовані нижче труби. Для рівномірного зрошення верхньої труби на ній встановлено жолоб 1 із зубчастими краями. У нижній частині є корито 4 для збирання води. Зрошувальні

теплообмінники прості за конструкцією, але досить громіздкі. Теплообмін від труб до води, що зрошує, характеризується невисокими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі.

Вода, що зрошує труби, частково випаровується, завдяки чому витрата води в них менша, ніж у теплообмінниках інших типів. В умовах недостатнього зрошення відбувається сильне випаровування води, тому зрошувальні теплообмінники встановлюють зазвичай на відкритому повітрі. У приміщеннях під час роботи вони сильно зволожують повітря. Щоб цього уникнути, теплообмінники доводиться поміщати в громіздкі кожухи, підключені до витяжної вентиляції.

**Спеціальні теплообмінники.** До спеціальних теплообмінників відносяться апарати, в яких нагрівання або охолодження теплоносіїв відбувається у будь-яких специфічних умовах.

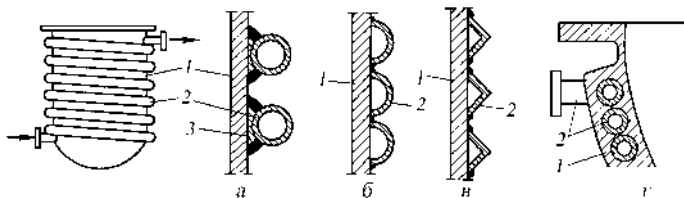


1 – корпус; 2 – оболонка; 3 – фланцеве з'єднання; I, II – теплоносії  
Рисунок 2.14 – Апарат з оболонкою

До цієї групи теплообмінників відносять апарати із оболонками. У них нагрівання чи охолодження здійснюється поряд із іншими процесами (рис. 2.14). Поверхню теплообміну тут є стінка реактора. До корпусу 1 кріпиться оболонка 2 за допомогою фланцевого з'єднання 3. У просторі між оболонкою і зовнішньою поверхнею корпусу апарату циркулює теплоносій I. В апараті розміщується теплоносій II. Застосування таких апаратів обмежено невеликою площею поверхні теплообміну (до  $10 \text{ м}^2$ ) та тиском у оболонці (до 1 МПа).

Теплообмін через стінку реактора здійснюється також в апаратах із привареними зовні змійовиками (рис. 2.15). Теплоносій подають у зігнутий з труби змійовик 2, приварений зовні до корпусу 1. Для поліпшення теплообміну між змійовиком і корпусом встановлюють фасонну металеву прокладку 3, що забезпечує щільне прилягання труби до корпусу (рис. 2.15, а). У трубчастих змійовиках допускається тиск до 25 МПа. Іноді змійовики утворюються приварюванням до стінки апарату зігнутих половин розрізаних по довжині труб (рис. 2.15 б) або кутової сталі (рис. 2.15 в); такі змійовики працюють за

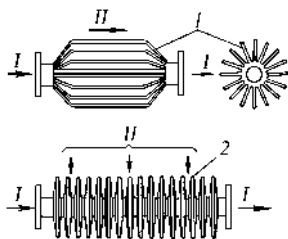
значень тиску до 6 МПа.



а, б, в – апарати з привареними зовні змійовиками; г – з залитими в стінку змійовиками;  
1 – корпус; 2 – змійовик; 3 – металева прокладка

Рисунок 2.15 – Апарати зі змійовиками

До спеціальних належать теплообмінники з ребристими поверхнями теплообміну. Поверхні теплообміну виконують із труб з різними ребрами (рис. 2.16). Такі теплообмінники застосовують у тих випадках, коли умови тепловіддачі по обидва боки стінки труби різні, наприклад, у трубі відбувається конденсація пари, а зовні труба омивається потоком повітря. Для поліпшення тепловіддачі від стінки труби до повітря із зовнішнього боку труби роблять ребра. За наявності ребер зовнішня поверхня труби збільшується, в результаті значно покращується тепловіддача.



1 – подовжні ребра; 2 – поперечні ребра; I, II – теплоносії

Рисунок 2.16 – Ребристі труби та теплообмінник

Ребра розміщують з того боку теплообмінної поверхні, де значення коефіцієнту тепловіддачі порівняно менше. Ребра значно покращують теплообмін тільки в тому випадку, якщо до них забезпечується хороше підведення тепла від стінки труби, тому ребристі труби виготовляють із матеріалів з більшими коефіцієнтами теплопровідності. Напрямок ребра вибирають залежно від напрямку потоку теплоносія, що їх омиває. У всіх випадках поверхня ребра повинна бути паралельна напрямку потоку теплоносія

**Спиральні теплообмінники.** Спиральні теплообмінники застосовуються в харчовій промисловості як дефлегматори, конденсатори пари і поверхневі конденсатори у випарних

відділеннях, для нагрівання і охолодження розчину цукру і фруктових соків та ін. Вони компактні, їх конструкція передбачає можливість повної протитечії. Площа поперечного перерізу каналів по всій довжині залишається незмінною, і потік немає різких змін напрямів, завдяки чому забруднення поверхні спіральних теплообмінників менше, ніж теплообмінних апаратів інших типів. Гідравлічний опір спіральних теплообмінників за однакової швидкості руху рідини менше, ніж у кожухотрубчастих.

Спіральний теплообмінник являє собою дві металеві стрічки, з'єднані в середині центральною розділяючою перегородкою (керном) і навиті навколо цієї перегородки так, що утворюються два спіральні канали – для гарячого та холодного середовищ, між якими через стінку передається теплота. Кожен канал приєднаний до штуцера у центрі теплообмінника та його периферії. Для надання спіральним теплообмінникам стійкості проти зминання спіралі під дією зовнішнього тиску (особливо для тиску вище 0,3 МПа) до поверхні однієї зі стрічок перед навивкою приварюють дистанційні штифти жорсткості. Висота штифтів визначає висоту каналу (зазор між стрічками), а частота їх розташування (поздовжній та поперечний крок) – допустимий тиск в апараті.

Спіральні теплообмінники за видами ущільнення торців каналів поділяються на три основні типи.

1. *Апарати з тупиковими каналами та кришками* (тип I). Одна бічна сторона спірального каналу закрита (заварена), а інша відкрита для механічного очищення від забруднень. Під кришку кладуть суцільну круглу еластичну прокладку з отвором у центрі. Прокладка перешкоджає перетіканню робочого середовища між витками спіралі. Для чищення каналів кришку та прокладку знімають. Тупикова конструкція каналів найпоширеніша.

2. *Апарати з наскрізними каналами та кришками* (тип II). Такі апарати для одного з робочих середовищ мають канал, відкритий з обох торців. Для другого робочого середовища канал наглухо заварений і не має доступу до механічного очищення. Ущільнення досягається за допомогою манжет U – подібного перерізу або листового матеріалу прокладки. Канали такого типу легко піддаються очищенню, але основний їх недолік полягає в можливості перетікання теплоносія з одного каналу в інший.

3. *Апарати з глухими каналами для обох робочих середовищ* (тип III). У них канал заварюється на торцях з обох боків. Недоліком такої конструкції є неможливість механічного очищення каналів від забруднень, можливе лише хімічне промивання апарату.

Спіральні теплообмінники виготовляються з рулонної сталі шириною від 0,2 до 1,5 м, площа поверхні нагрівання теплообмінників від 3,2 до 100 м<sup>2</sup>; ширина каналу 8 або 12 мм, робочий тиск до 1 МПа. Товщина стінок для тиску до 0,3 МПа – 2 мм, до 0,6 МПа – 3 мм.

Спіральні теплообмінники виготовляють із тупиковими каналами (з кришками) – тип І і з глухими каналами (без кришок) – тип ІІ. Тип І випускається у чотирьох варіантах: горизонтальний теплообмінник на лапах для рідин (рис. 2.17 а); горизонтальний теплообмінник на цапфах для рідин (рис. 2.17, б); вертикальний теплообмінник на цапфах для конденсації пари (рис. 2.18 а); вертикальний теплообмінник на цапфах для парогазової суміші (рис. 2.18 б).

Апарати для рідин та газів мають горизонтальне та вертикальне розташування.

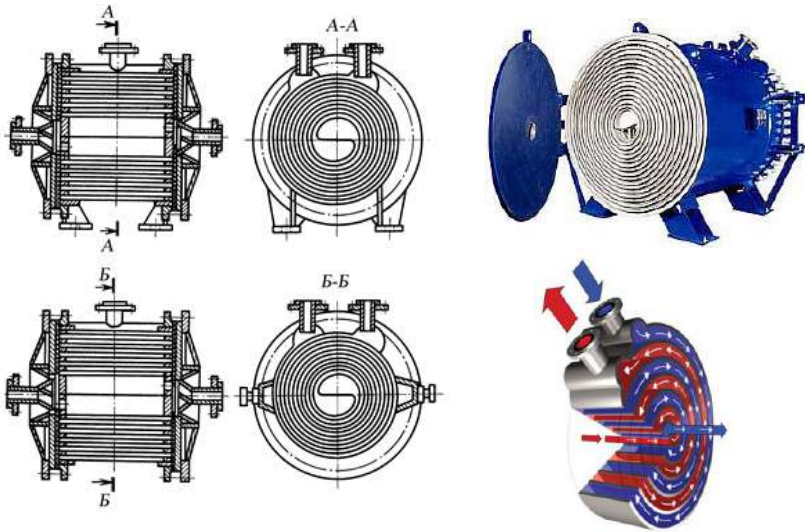


Рисунок 2.17 – Горизонтальні спіральні теплообмінники з тупиковими каналами (тип І)

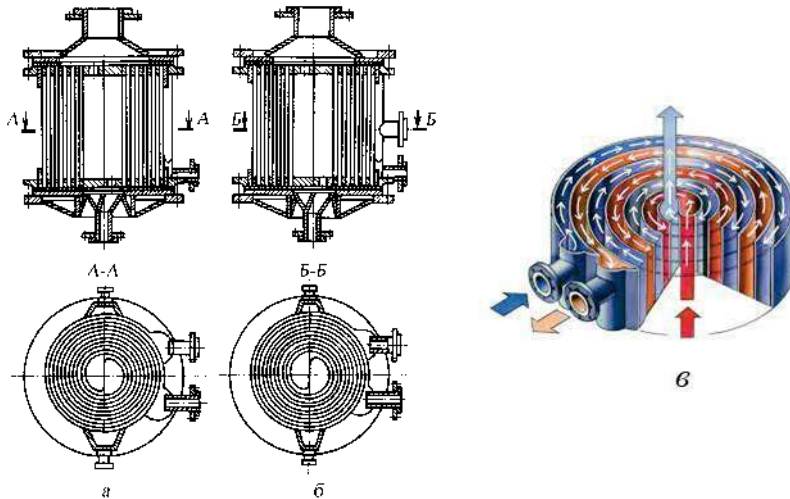
Тип ІІ випускається у трьох виконаннях: горизонтальний на лапах; горизонтальний на цапфах; вертикальний на лапах.

Теплообмінники для рідини складаються з корпусу спіралі з тупиковими каналами, двох плоских кришок по торцях з прокладками, чотирьох штуцерів для входу і виходу теплоносіїв, два з яких встановлені в центральній частині кришки, а два – у верхній частині корпусу на колекторах. Корпус спіралі виготовляється на лапах для встановлення безпосередньо на фундаменті в горизонтальному виконанні або на цапфах для встановлення в будь-якому положенні: вертикальному, горизонтальному та похилому.

Принцип роботи спіральних теплообмінників для рідин полягає в наступному: перший теплоносій надходить під тиском через штуцер, розташований на одній з кришок,

в камеру центровика, а потім рухається спіральним каналом до периферійного колектора, з якого через штуцер виводиться з апарату. Другий теплоносій через штуцер периферійного колектора подається до суміжного спірального каналу і рухається протитією по відношенню до першого теплоносія, надходить до центру спіралі і виводиться з другої порожнини центровика через штуцер, розташований на другій кришці апарату.

Апарати для рідин та газів мають горизонтальне та вертикальне розташування.



а – для парів; б – для парогазових сумішей; в – схема руху теплоносіїв

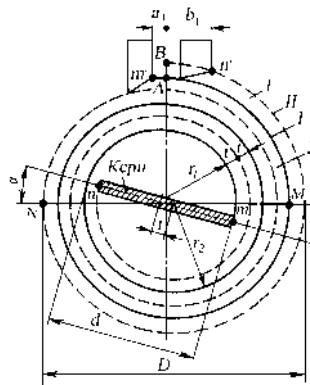
Рисунок 2.18 – Вертикальні спіральні теплообмінники з тупиковими каналами (тип I)

Спіральні теплообмінники для конденсації парів виготовляються тільки у вертикальному варіанті і складаються з корпусу спіралі з тупиковими каналами, двох кришок (верхньої – з конусом для підведення пари до каналів і нижньої з прокладками для ущільнення каналів), чотирьох штуцерів для входу та виходу теплоносіїв, два з яких встановлені в кришках, а два – в бічних колекторах, причому один з них для виведення конденсату встановлений в нижній частині колектора. Верхня кришка сферична або конічна дозволяє розподіляти пару відразу по всьому поперечному перерізу спіральних каналів. Пара рухається поперек спіралі, а конденсат збирається в нижній частині спірального каналу і виводиться через штуцер периферійного колектора. Холодна вода подається в другий периферійний колектор, рухається вздовж другого спірального каналу і виводиться з центровика через нижній штуцер.

Спіральні теплообмінники для парогазової суміші відрізняються від теплообмінників для конденсації парів тільки тим, що вони мають ще штуцер для виходу

газів після відокремлення від них конденсату, встановлений в середині колектора, на якому є штуцер для виведення конденсату. Вертикальне розташування каналів (спіралі) в конденсаторах необхідно для запобігання утворенню в каналі пробки з конденсату і гідравлічних ударів. Холодний теплоносій подається через зовнішній колектор і рухається спіральним каналом до центру, звідки виводиться через штуцер на нижній кришці. Спіральні теплообмінники компактні, вони забезпечують порівняно велику швидкість потоку в каналі, високі коефіцієнти теплопередачі і можуть тривало працювати без очищення.

**Визначення розмірів спірального теплообмінника.** Технічна характеристика спірального теплообмінника залежить від площі поперечного перерізу спірального каналу, яка визначає пропускну здатність апарату в умовах раціональних швидкостей руху середовищ у каналах. Для виготовлення спіральних теплообмінників застосовують стрічки шириною 400, 500, 700, 1000 і 1100 мм, штифти заввишки 12 мм. Розширення діапазону висот штифтів, наприклад, в межах 5, 8, 12, 16, 20 мм, дозволяє збільшити ефективну область застосування спіральних теплообмінників



1 – зовнішній канал; 2 – внутрішній канал

Рисунок. 2.19 – Схема до розрахунку довжини каналу теплообмінника

Поверхня нагрівання спірального теплообмінника, отримана на основі теплового розрахунку, пов'язана з розмірами спіралей співвідношенням

$$F = 2Lb_c, \quad (2.77)$$

де  $L$  – ефективна довжина спіралі від точок  $m$  і  $n$  до точок  $M$  та  $N$  (рис. 2.19);

$b_c$  – ефективна ширина спіралі, рівна ширині стрічки, що навивається за вирахуванням товщини металевих стрічок або прокладок, що ввійшли всередину спіралі;  $b_c = b - 20$ , мм, де  $b$  – ширина смуги, мм.

Ефективну довжину спіралі визначають з огляду на те, що зовнішній виток її не бере участь у передачі теплоти.

Кожен виток будується за двома радіусами:

$$r_1 = d/2; \text{ і } r_2 = r_1 + t, \quad (2.78)$$

де  $t = \delta + \delta_{\text{ст}}$  – крок спіралі, мм;

$\delta$  – ширина каналу (зазор між спіралями), мм;

$\delta_{\text{ст}}$  – товщина листа, мм.

Довжина першого витка

$$l_1 = 2\pi(r_1 + r_2)/2 = \pi(r_1 + r_2 + t) = 2\pi r_1 + 2\pi \cdot 0,5, \quad (2.79)$$

Довжина другого витка

$$l_2 = 2\pi r_2 + 2\pi \cdot 2,5, \quad (2.80)$$

Довжина  $n$ -го витка

$$l_n = 2\pi r_n + 2\pi(2n - 1,5), \quad (2.81)$$

Підсумовуючи, отримаємо довжину однієї спіралі

$$L = l_1 + l_2 + \dots + l_n = 2\pi r_1 n + \pi n(2n - 1), \quad (2.82)$$

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

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi} + \frac{1}{16} \left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1\right). \quad (2.83)$$

Число витків обох спіралей

$$N = 2n = \sqrt{\frac{2L}{\pi} + \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{d}{t} - 1\right), \quad (2.84)$$

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

Зовнішній діаметр спіралі з урахуванням товщини листа визначається за формулою

$$D = d + 2Nt + \delta_{\text{ст}}. \quad (2.85)$$

Дійсна довжина листів спіралей між точками  $m$  і  $m'$  для спіралі I і між точками  $n$  і  $n'$  для спіралі II (рис. 2.19) визначається за співвідношенням:

$$L_I = L + \frac{1}{4} \pi D + a_1; \quad (2.86)$$

$$L_{II} = L + \frac{3}{4} \pi D - b_1. \quad (2.87)$$

**Гідравлічні опори спіральних теплообмінників.** Експериментально встановлено, що в стабілізованому турбулентному потоці рівняння для розрахунку падіння тиску в

круглих трубах можна використовувати і для розрахунку каналів некруглого перерізу, якщо в якості визначального розміру користуватися еквівалентним діаметром, рівним

$$d_{екв} = 4f / \Pi,$$

де  $f$  – площа поверхні поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$\Pi$  – периметр спірального каналу, м.

Визначаючи коефіцієнти тертя в умовах турбулентного ізотермічного руху рідини в прямокутних каналах для різного співвідношення сторін, встановили, що в інтервалі значень критерію Рейнольдса  $Re = 6 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$  залежності для визначення коефіцієнта тертя круглих труб придатні для прямокутних труб з будь-яким співвідношенням сторін з урахуванням еквівалентного діаметра.

Гідрравлічні опори спіральних щілинних каналів неізотермічного турбулентного руху підкоряються залежності

$$\xi = \xi_{из} (Pr_{ст} / Pr)^{1/3}. \quad (2.89)$$

Запропоновано формулу для визначення втрати напору в умовах проходження рідини через канал спірального теплообмінника з розпірними штифтами.

$$\Delta P = \frac{L \rho v^2}{415} \left[ \frac{A}{Re^{0.33}} + B + \frac{16,4}{L} \right], \quad (2.90)$$

де  $L$  – довжина спіралі, м;

$v$  – швидкість, м / с;

$\rho$  – густина робочого середовища, кг / м<sup>3</sup>;

$A$  – постійна;

$B$  – величина, яка залежить від кроку штифтів та їх зазорів.

Показано, що величина  $A$  досить точно апроксимується виразом  $A = 28 / (\delta + 0,125)$ ,

де  $\delta$  – висота каналу; величина  $B = 1,5$  для кроку штифтів 70 мм і діаметра 8 мм.

Запропоновано формулу для визначення критичного значення критерію Рейнольдса для каналу спірального теплообмінника

$$Re_{кр} = 20000 \left( \frac{d_{екв}}{D_c} \right)^{0,32}, \quad (2.91)$$

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр, м;

$D_c$  – діаметр спіралі, м.

В умовах турбулентного руху робочого середовища втрата тиску в спіральному теплообміннику зі штифтами в каналах в  $\Delta P_a$  визначається за формулою

$$\Delta P = 0,00113 \frac{L \rho v^2}{Re^{0,25} \delta}, \quad (2.92)$$

де  $L$  – довжина спіралі, м;

$\rho$  – густина робочого середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – швидкість руху рідини, м / с;

$\delta$  – ширина каналу, м.

Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини спірального теплообмінника в інтервалі значень  $Re$  від 2000 до 100000

$$\xi = 0,856 / Re^{0,25}. \quad (2.93)$$

В умовах ламінарного режиму течії ( $Re < 2\,000$ )

$$\xi = 357 / Re. \quad (2.94)$$

**Тепловіддача у спіральних теплообмінниках.** Процес теплообміну в спіральних каналах щільної форми в умовах турбулентного режиму течії у стандартних спіральних теплообмінниках описується формулою

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.95)$$

Пропонується визначити коефіцієнт тепловіддачі для турбулентного режиму течії в спіральних теплообмінниках за рівнянням

$$Nu = 0,0225 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (2.96)$$

Після заміни конструкції штифтів на турбулізатори у вигляді скоб тепловіддача підвищується і може бути розрахована за формулою

$$Nu = 0,03 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.97)$$

За визначальний розмір у цих формулах прийнятий еквівалентний діаметр каналу, за визначальну температуру – середня температура робочого середовища.

В умовах ламінарного режиму течії ( $Re < 2000$ ) тепловіддача може бути визначена за формулою

$$Nu = 1,85 Re Pr (d_{екв} / L). \quad (2.98)$$

Розрахунок спіральних теплообмінників рекомендується робити за такими формулами:

для нагрівання

$$Nu = 0,0235 Re^{0,8} Pr^{0,37}. \quad (2.99)$$

для охолодження

$$Nu = 0,0235 Re^{0,8} Pr^{0,3}. \quad (2.100)$$

Для розрахунку спіральних теплообмінників з відносною шириною  $\delta : b = 1/30$  ( $\delta$  і  $b$  – відповідно товщина та ширина спірального каналу, м) рекомендують формулу

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}\varepsilon, \quad (2.101)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує вплив особливостей теплопередачі в спіральних каналах.

Тепловіддача в умовах плівкової конденсації однокомпонентної пари на вертикальних стінках спірального каналу визначається за формулою

$$\alpha_k = 1,15 \sqrt{\frac{g\rho_k^3 r}{\nu_k l_k (t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}})}}, \quad (2.102)$$

де  $\rho$  – густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_k$  – теплопровідність конденсату, Вт/(м К);

$r$  – питома теплота конденсації, кДж/кг;

$l_k$  – довжина стінки, по якій стікає конденсат (ширина стрічки), м;

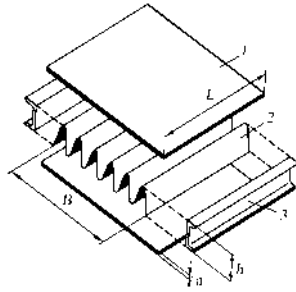
$t_{\text{конд}}$  – температура конденсації, К;

$t_{\text{ст}}$  – середня температура стінки, К.

**Пластинчасто-ребристі теплообмінники.** Пластинчасто-ребристі теплообмінники (*ПРТ*) застосовуються в харчовій промисловості як теплообмінники, конденсатори, випарники для чистих газів і рідин, у тому числі високов'язких. Вони компактні (можуть мати до 2000 м<sup>2</sup> площі поверхні теплообміну на 1 м<sup>3</sup> об'єму), в них можна одночасно в одному блоці проводити теплообмін між чотирма і більше теплоносіями.

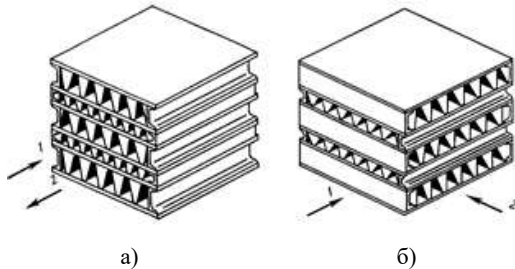
Маса і теплоємність *ПРТ* менше, ніж інших типів теплообмінників, у зв'язку з тим, що основна частина поверхні виготовляється з тонких металічних листів. В одному і тому ж теплообміннику відстань між пластинами, а також тип ребра можуть бути різні, що дозволяє регулювати опір для проходження потоків через теплообмінник в залежності від витрати теплоносіїв та їх тиску.

Конструкція *ПРТ* така: між двома гладкими пластинами 1 розташований гофрований лист 2, простір з двох сторін закрито бічними ущільнювачами 3 (рис. 2.20). Поставлені один на одного такі елементи утворюють пакет теплообмінника. Після складання необхідної кількості елементів в пакет за допомогою спеціальних пристроїв проводиться припаювання гофрів до гладкої пластини в місцях торкання пластин. Таким чином, виходить теплообмінна поверхня, в якій теплоносіє розбивається на велику кількість потоків.



1 – гладка пластина; 2 – гофрований лист; 3 – ущільнювачі  
Рисунок 2.20 – Деталі елемента пластинчасто – ребристого теплообмінника

Схеми руху теплоносіїв у пакеті можуть бути різні: протитечія, протитечія (рис. 2.21, а) або перехресний рух (рис.2.21, б).



а) – протитечія; б – перехресно-течія  
Рисунок 2.21 – Пакети пластинчасто-ребристих теплообмінників

У ПРТ використовуються наступні конструкції ребра: гладкі ребра виготовлені з гофрованої тонкої смуги і припаяні до обох гладких пластин; хвилясті ребра утворюють хвилясту або зигзагоподібну лінію вздовж усього руху теплоносія; уривчасті ребра, зміщені одне щодо іншого через певний крок; лускаті, або жалюзійні ребра, на яких є прорізи, розташовані поперек ходу ребра; проріз не доходить до вершин ребра; краї прорізу відігнуті в одну або в різні сторони і створюють таким чином як би луску на ребрі; стриженькові, або шипові ребра виготовлені з тонкого дроту і розташовані в шаховому або коридорному порядку перпендикулярно гладким пластинам, на яких закріплені ребра. Залежно від кількості теплоносіїв, що протікають через теплообмінник, та їх властивостей відстані між гладкими пластинами в тому самому теплообміннику можуть бути різні.

Складання пакету теплообмінника проводиться наступним чином. Між пластинами встановлюються відшліфовані ребра. Припой у вигляді фольги завтовшки 0,05 – 0,15 мм

прокладається між пластинами та ребрами. Паке́т укладають у спеціальний контейнер і поміщають у піч для паяння. Паяння здійснюється твердим припоєм у захисній атмосфері. Після паяння апарат виймають з контейнера, ретельно очищають, перевіряють на міцність і щільність, а потім до апарату приварюють колектори. Збільшення тиску призводить до необхідності зменшення розмірів колекторів, щоб зменшити напругу на периферії колектора до допустимої величини. Виникає також додаткова напруга в результаті теплових деформацій та деформацій, що передаються через з'єднувальні трубопроводи. Тому в умовах високих тисків необхідно або застосовувати блоки невеликого поперечного перерізу, або встановлювати кілька колекторів малих розмірів. Пластинчасто-ребристі теплообмінники добре витримують вібрацію.

На рис. 2.22 показаний пластинчасто – ребристий теплообмінник, виготовлений з корозійностійкої сталі з товщиною листа 0,8 мм. Товщина ребер 0,5мм. Теплообмінник може працювати в інтервалі температур від мінус 150 до плюс 500 °С, під тиском до 1 МПа. Пластина з гладкими ребрами. Висота ребер 6 мм.

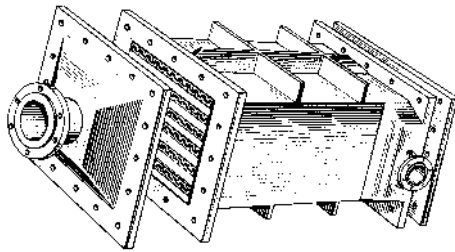


Рисунок 2.22 – Сталевий пластинчасто-ребристий теплообмінник зі знятою кришкою

**Розрахунок пластинчасто-ребристих поверхонь.** Розрахунки процесу тепловіддачі та визначення аеродинамічного опору пластинчасто-ребристих теплообмінників проводяться за залежністю фактора тепловіддачі чи (числа Кольборна), рівного  $StPr^{2/3}$  і від критерію Рейнольдса, а дані про аеродинамічний опір – у вигляді залежності фактора тертя  $f$  від критерію Рейнольдса.

Критерій конвективного перенесення теплоти – критерій Стантона  $St$  є мірою відношення інтенсивності тепловіддачі до питомого теплоутримання потоку і дорівнює  $St = \alpha / \rho c v$ , де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт / (м<sup>2</sup> К);  $\rho$  – густина, кг / м<sup>3</sup>;  $c$  – питома теплоємність, Дж/(кг К);  $v$  – швидкість потоку, м / с.

З іншого боку, критерій Стантона може бути отриманий як комбінація критеріїв Нусельта, Рейнольдса і Прандтля:

$$St = Nu / (RePr). \quad (2.103)$$

Для ПРТ за визначальний розмір іноді приймають гідравлічний діаметр каналу:

$$d_e = 4 / (F_1 + F_2), \quad (2.104)$$

де  $F_1, F_2$  – відповідно площа поверхні гладких листів і поверхня ребер, що припадає на одиницю вільного об'єму (рівному загальному об'єму, крім об'єму, зайнятого металом).

Еквівалентний діаметр ребристих каналів дорівнює подвоєному зазору між пластинами  $d_{екв} = 2\delta - 2h$ , де  $h$  – висота ребра.

Для розрахунку ПРТ з гладкими ребрами висотою 6 мм і  $Re$  від 2000 до 6500 запропоновано наступне рівняння:

$$St Pr^{2/3} = 0,0089 Re^{0,095}, \quad (2.105)$$

а для інтервалу зміни критерію  $Re$  від 500 до 2000

$$St Pr^{2/3} = 0,21 Re^{-0,52}. \quad (2.106)$$

Для переривчастих ребер заввишки 6 мм і  $Re$  від 700 до 2000

$$St Pr^{2/3} = 0,0088 Re^{0,067}, \quad (2.107)$$

а для  $Re$  від 2000 до 13000

$$St Pr^{2/3} = 0,076 Re^{-0,23}. \quad (2.108)$$

Для лускатих ребер заввишки 7 мм і  $Re$  від 2400 до 10000

$$St Pr^{2/3} = 0,19 Re^{-0,37}. \quad (2.109)$$

Емпіричні формули (2.105) – (2.109) є результатом обробки експериментальних даних за результатами випробування насадок певного типу і не можуть бути використані для розрахунку насадок інших геометричних розмірів. Щоб визначити втрати напору в умовах проходження теплоносія через канали ПРТ, знаходимо значення фактору тертя для різних типів ребер:

гладких ребер заввишки 6 мм і  $Re$  від 2000 до 30000

$$f = 0,065 Re^{-0,21}, \quad (2.110)$$

переривчастих ребер заввишки 6 мм і  $Re$  від 2000 до 17000

$$f = 0,12 Re^{-0,085}, \quad (2.111)$$

лускатих ребер заввишки 7 мм і  $Re$  від 2600 до 14500

$$f = 0,23 Re^{-0,14}. \quad (2.112)$$

ККД ребер ПРТ визначається співвідношенням

$$\eta = \frac{th(mL/2)}{mL/2}, \quad (2.113)$$

де  $m$  – параметр ребра, який розраховується за формулою

$$m = \sqrt{2\alpha / (\lambda \delta_{\text{CT}})}. \quad (2.114)$$

Ефективність поверхні однієї сторони теплообмінника обчислюється за рівнянням

$$\eta_0 = 1 - (F_p/F)(1 - \eta), \quad (2.115)$$

де  $F_p / F$  – відношення площі ребристої поверхні до повної площі поверхні.

Знаючи коефіцієнт тепловіддачі з боку холодного теплоносія і коефіцієнт тепловіддачі на стороні гарячого теплоносія, можна визначити коефіцієнт теплопередачі. Для ПРТ коефіцієнт теплопередачі повинен бути віднесений до будь-якої сторони, що омивається або холодним, або гарячим потоком:

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{\eta_1 \alpha} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{(F_{\text{CT}}/F_1)\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{(F_2/F_1)\alpha_2}, \quad (2.116)$$

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{F_{\text{CT}}/F_2} + \frac{1}{(F_1/F_2)\alpha_1}, \quad (2.117)$$

де  $F_{\text{CT}}$  – площа поверхні гладких (розмежовуючих) листів;

$F_1$  – повна площа поверхні з боку теплоносія, що нагрівається;

$F_2$  – повна площа поверхні з боку гріючого теплоносія;

$\eta_1$  і  $\eta_2$  – відповідно ефективність поверхні з боку холодного і гарячого теплоносіїв.

Як один з способів розрахунку ПРТ відомий метод, заснований на понятті ефективності теплообмінника  $\varepsilon$  та числі одиниць передачі теплоти  $N$ .

Повна теплосмість масової витрати теплоносія в одиницю часу, названа *водяним еквівалентом*, Вт/К, визначається виразом

$$W = G c_p, \quad (2.118)$$

де  $G$  – масова витрата, кг/с.

З рівняння теплового балансу випливає

$$W_2 / W_1 = (t'_1 - t''_1) / (t'_2 - t''_2). \quad (2.119)$$

Ефективність теплообмінника визначається за рівнянням

$$\varepsilon = \frac{W_2(t'_2 - t''_2)}{W_{\min}(t'_2 - t''_1)} = \frac{W_1(t'_1 - t''_1)}{W_{\min}(t'_2 - t''_1)}, \quad (2.120)$$

де  $W_2 = G_2 c_{p_2}$  – водяний еквівалент гарячого теплоносія;

$W_1 = G_1 c_{p_1}$  – водяний еквівалент холодного теплоносія;

$W_{\min}$  – менше значення водяного еквівалента  $W_1$  або  $W_2$ ;

$t'_2, t''_2$  – температура входу та виходу гарячого теплоносія;

$t'_1, t''_1$  – те ж холодного теплоносія.

Число одиниць переносу  $N$ , яке вводиться як безрозмірна характеристика теплообмінника, визначається співвідношенням

$$N = \frac{kF}{W_{\min}} = \frac{1}{W_{\min}} \int_0^F k dF, \quad (2.121)$$

де  $F$  – площа поверхні теплообмінника, яка використовувалася для визначення коефіцієнта теплопередачі.

### 2.3. Розрахунок теплообмінних апаратів

Тепловий розрахунок теплообмінників зводиться до визначення необхідної площі поверхні теплообміну  $F$  за відомих витрат, початкової та кінцевої температури теплоносіїв. Теплові розрахунки виконують спільно з гідравлічними і конструктивними, і на основі всіх цих розрахунків підбирають найбільш підходящі конструкції теплообмінних апаратів.

Теплове навантаження знаходять за рівняннями теплового балансу:

якщо агрегатний стан одного або обох теплоносіїв не змінюється

$$G_1(c_{1n}t_{1n} - c_{1к}t_{1к}) = G_2(c_{2к}t_{2к} - c_{2n}t_{2n}) + Q_{вт}, \quad (2.122)$$

де  $G_1$ ,  $G_2$  – масова витрата першого і другого теплоносія, кг / с;

$c_{1n}$ ,  $c_{2n}$  – початкові питомі теплоємності першого і другого теплоносія, Дж/(кг К);

$c_{1к}$ ,  $c_{2к}$  – кінцеві питомі теплоємності першого та другого теплоносія, Дж/(кг К);

$t_{1n}$ ,  $t_{2n}$  – початкові температури першого і другого теплоносія, К;

$t_{1к}$ ,  $t_{2к}$  – кінцеві температури першого і другого теплоносія, К;

$Q_{вт}$  – втрати теплоти в навколишнє середовище, Дж / с;

якщо агрегатний стан одного теплоносія змінюється

$$G_1(c_{1n}t_{1n} - c_{1к}t_{1к}) = G_n c_n (t_n - t_{нас}) + G_n r + G_n c_k (t_{нас} - t_k) + Q_{вт}, \quad (2.123)$$

де  $G_1$  – масова витрата теплоносія, що охолоджує, кг/с;

$G_n$  – масова витрата пари, кг / с;

$c_{1n}$ ,  $c_{1к}$  – початкова і кінцева питомі теплоємності холодного теплоносія, Дж/(кг К);

$c_n$ ,  $c_k$  – питомі теплоємності пари та конденсату, Дж/(кг К);

$t_n$ ,  $t_{нас}$ ,  $t_k$ , – відповідно температура пари, конденсації і конденсату на виході з апарату, К;

$t_{1n}$ ,  $t_{1к}$  – початкова і кінцева температури охолоджуючого теплоносія, К;

$Q_{вт}$  – втрати теплоти в навколишнє середовище, Дж / с.

З рівнянь (2.122) та (2.123) визначають також витрати охолоджуючого теплоносія та пари. Якщо ж їх витрати задані, то, користуючись цими рівняннями, знаходять невідому в

цьому випадку кінцеву температуру одного з теплоносіїв. Коли невідомі кінцеві температури теплоносіїв, то ними задаються, враховуючи, що різниця температур між теплоносіями на кінці теплообмінника повинна бути практично не менше 3–5 °С. Середня різниця температур теплоносіїв (середній температурний напір), який дорівнює різниці середніх температур теплоносіїв ( $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}1} - t_{\text{ср}2}$ ).

У випадках протитечії та прямотечії середню різницю температур визначають як середньологарифмічну з більшої та меншої різниць температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (2.124)$$

або як середньоарифметичну

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}) / 2. \quad (2.125)$$

Для більш складних схем руху теплоносіїв – перехресному та змішаному потоках – середня різниця температур знаходиться за тими ж рівняннями із введенням поправного множника.

*Визначення коефіцієнта теплопередачі та поверхні теплообміну.* Для визначення коефіцієнта теплопередачі  $K$  необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  по обидві сторони стінки, що розділяє середовища, що обмінюються теплом, а також термічний опір самої стінки, на якій в процесі експлуатації теплообмінника зазвичай утворюється (з однієї або двох сторін) шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі розраховують залежно від умов тепловіддачі за критеріальними рівняннями. Термічні опори стінки та забруднень знаходять залежно від товщини власне стінки та товщини шару забруднень (за практичними даними), а також від величин коефіцієнтів теплопровідності матеріалу стінки та забруднень.

Коли перенесення теплоти відбувається через плоску стінку, коефіцієнт теплопередачі визначається за рівнянням

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.126)$$

де  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сума термічних опорів власне стінки та забруднень.

За отриманою величиною  $K$ , перевіряють значення попередньо прийнятих величин  $t_{\text{ср}}$  і  $q$ . У разі недостатньо задовільного збігу прийнятої та розрахункової величин роблять перерахунок, задаючись новим значенням  $t_{\text{ср}}$  або  $q$ .

За уточненим значенням  $K$  знаходять величину площі поверхні теплообміну за загальним рівнянням теплопередачі

$$F = Q / K \Delta t_{\text{ср}} . \quad (2.127)$$

*Конструктивний розрахунок* проводять після теплового розрахунку теплообмінника. Для кожухотрубчастих апаратів він зводиться до визначення числа або довжини труб, розміщення їх у трубних решітках (з урахуванням числа ходів) і знаходження основних розмірів (діаметра і висоти) апарату. В процесі конструктивного розрахунку визначають діаметри патрубків штуцерів теплообмінника.

Число труб  $n$  і довжина кожної труби пов'язані між собою залежністю

$$n = F / \pi d_p l , \quad (2.128)$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр труби.

З виразу (2.128) знаходять необхідну довжину труб, яку округляють зазвичай до найближчої більшої величини за стандартом або нормаллю. Внутрішній діаметр кожухотрубчастого теплообмінника розраховують за формулою

$$D_{\text{вн}} = s(b - 1) + 4d_3 , \quad (2.129)$$

де  $s$  – крок між трубами, м ( $s = (1,2 - 1,5) d_3$ );

$b = (2a - 1)$  – число труб, що розміщуються на діагоналі найбільшого шестикутника в умовах шахового розташування труб ( $a$  – число труб на стороні найбільшого шестикутника);  $d_3$  – зовнішній діаметр труби. Діаметри патрубків штуцерів теплообмінника визначають із рівняння витрати, приймаючи відповідні значення швидкостей.

Конструктивний розрахунок змійовикових теплообмінників включає визначення загальної довжини, числа витків і висоти змійовика. Приймаючи діаметр витка змійовика  $d_{\text{зм}}$  і відстань між витками по вертикалі  $h$ , знаходять довжину одного витка змійовика як гвинтової лінії за формулою

$$l = \sqrt{(\pi d_{\text{зм}})^2 + h^2} \approx \pi d_{\text{зм}} . \quad (2.130)$$

Величиною  $h$  можна знехтувати, оскільки зазвичай відстань між витками  $h$  приймають рівною 1,5 – 2,0 діаметрам труби змійовика.

Для числа витків  $n$  загальна довжина змійовика  $L = n \pi d_{\text{зм}}$ , звідки

$$n = L / \pi d_{\text{зм}} . \quad (2.131)$$

Розрахункову кількість витків округляють до цілого числа. Загальна висота змійовика (по осях крайніх труб)  $H = nh$ .

Для прямих змійовиків із площею поверхні теплообміну  $F$  загальна довжина змійовика

$$L = F / \pi d_p, \quad (2.132)$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр труби змійовика.

Змійовик зазвичай складається з кількох паралельних секцій. За витратою рідини  $V_c$  і її швидкістю  $w$  у трубі змійовика, визначають число секцій

$$m = \frac{V_c}{0,25 \pi d^2 w}. \quad (2.133)$$

Відповідно довжина однієї секції змійовика  $l = L/m$ .

*Гідравлічний розрахунок теплообмінників.* Гідравлічний опір теплообмінників знаходять за загальною формулою з урахуванням втрати напора на тертя та місцеві опори

$$\Delta p_{\text{вм}} = \left( \lambda \frac{l}{d_{\text{екв}}} + \sum \zeta_{\text{м.о.}} \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.134)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$l$  – довжина шляху, який проходить теплоносій, м;

$d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр труби, яким проходить теплоносій, м;

$\zeta_{\text{м.о.}}$  – коефіцієнти місцевих опорів, вибираються з довідкової літератури в залежності від виду місцевого опору;

$\rho$  – густина середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – середня швидкість руху середовища, м / с.

#### **Розрахунок пластинчастої пастеризаційно-охолоджувальної установки.**

Розрахувати комбіновану пластинчасту установку для пастеризації і охолодження молока, що складається з чотирьох секцій (рис. 2.23): I – рекуперації теплоти, II – пастеризації молока, III – охолодження молока, IV – охолодження молока крижаною водою, якщо задані: продуктивність  $G_l$ , кг/с; початкова температура молока  $t_1$ , °С; температура пастеризації  $t_3$ , °С; кінцева температура молока  $t_6$ , °С; коефіцієнт рекуперації теплоти  $\varepsilon$ ; початкова температура гарячої води,  $t'_1$  °С; кратність гарячої води  $n_2$ ; початкова температура холодної води,  $t'_в$  °С; кратність крижаної води  $n_3$ ; загальний допустимий гідравлічний опір  $\Delta p$ , кПа; густина молока  $\rho_m$ , кг/м<sup>3</sup>; питома теплоємність води  $c_в$ , кДж/(кг К); середня питома теплоємність молока  $c_m$ , кДж/(кг К).

Установку планується виготовляти з використанням пластин типу П-2 з горизонтальними гофрами стрічково-потокowego виду (таблиця).

#### **Методика розрахунку**

Визначення температурних умов у секціях установки.

*Секція рекуперації теплоти.* Температура сирого молока в кінці секції (на вході в секцію пастеризації), °С,

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1)\varepsilon. \quad (2.135)$$

Температура пастеризованого молока після секції рекуперації теплоти (на вході до секції охолодження водою), °С,

$$t_4 = t_1 + (t_3 - t_2). \quad (2.136)$$

Температура молока після секції водяного охолодження, °С,

$$t_5 = t'_B + 2. \quad (2.137)$$

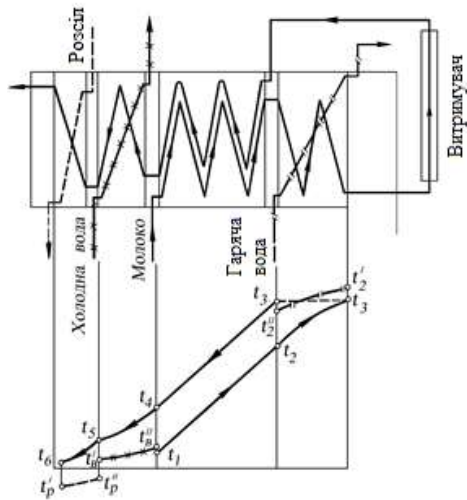


Рисунок 2.23 – Схема теплообмінної установки та графік зміни температур за секціями

Середній температурний напір у секції рекуперації за характерної для неї постійної різниці температур, °С,

$$\bar{\Delta}t_{рек} = t_3 - t_2. \quad (2.138)$$

Тоді симплекс  $S_{рек}$ , що характеризує умови подібності температурних режимів,

$$S_{рек} = (t_2 - t_1) / \bar{\Delta}t_{рек}. \quad (2.139)$$

*Секція пастеризації.* Температура гарячої води на виході з секції пастеризації молока за умов балансу теплоти, °С,

$$t'_r = t'_r - \frac{c_M}{c_r \rho_r} (t_3 - t_2). \quad (2.140)$$

## Характеристики пластин типу П-2

Показники	Значення
Площа робочої поверхні $F_1$ , м <sup>2</sup>	0,2
Робоча ширина $b$ , м	0,270
Приведена висота $L_{п}$ , м	0,800
Площа поперечного перерізу одного каналу $f_1$ , м <sup>2</sup>	0,0008
Еквівалентний діаметр потоку $d_{екв}$ , м	0,0059
Товщина пластини $\delta$ , м	0,0012
Теплопровідність матеріалу пластини $\lambda_{ст}$ , Вт/(м·°С)	16

Середній температурний напір, °С,

$$\bar{\Delta}t_{п} = \frac{\Delta t_{б}^{п} - \Delta t_{м}^{п}}{2,3 \lg(\Delta t_{б}^{п} / \Delta t_{м}^{п})}. \quad (2.141)$$

де  $\Delta t_{б}^{п}$ ,  $\Delta t_{м}^{п}$  – відповідно більша та менша різниця температур між теплоносіями на кінцях секції, °С (рис. 2.24),

$$\Delta t_{б}^{п} = t_1'' - t_2 \quad \text{і} \quad \Delta t_{м}^{п} = t_1' - t_3. \quad (2.142)$$

Тоді  $S_{п}$ , що характеризує умови подібності пастеризації,

$$S_{п} = (t_3 - t_2) / \bar{\Delta}t_{п}. \quad (2.143)$$

*Секція охолодження водою.* Температура холодної води, що виходить із водяної секції, °С,

$$t_3'' = t_3' + \frac{c_{м}}{c_{в} n_{в}} (t_4 - t_5). \quad (2.144)$$

Середній температурний напір, °С,

$$\bar{\Delta}t_{в} = \frac{\Delta t_{б}^{в} - \Delta t_{м}^{в}}{2,3 \lg(\Delta t_{б}^{в} / \Delta t_{м}^{в})}, \quad (2.145)$$

де

$$\Delta t_{б}^{в} = t_4 - t_3'' \quad \text{і} \quad \Delta t_{м}^{в} = t_5 - t_3'. \quad (2.146)$$

В цьому випадку симплекс  $S_{в}$ , що характеризує умови подібності охолодження,

$$S_{в} = (t_4 - t_5) / \bar{\Delta}t_{в}. \quad (2.147)$$

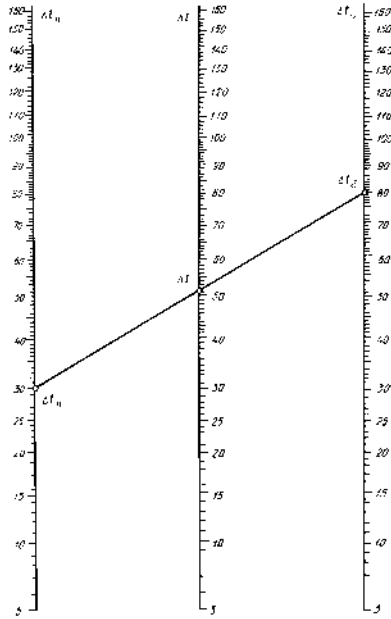


Рисунок 2.24 – Номограма для визначення  $\bar{\Delta t}$

Секція охолодження крижаною водою. Температура крижаної води на виході з установки, °С,

$$t''_{л} = t'_{л} + \frac{C_M}{C_{л} n_{л}} (t_5 - t_6). \quad (2.148)$$

Середній температурний напір для секції охолодження крижаною водою, °С,

$$\bar{\Delta t}_{л} = \frac{\Delta t_6^0 - \Delta t_M^0}{2,3 \lg(\Delta t_6^0 / \Delta t_M^0)}. \quad (2.149)$$

де

$$\Delta t_6^0 = t_5 - t''_{л} \text{ і } \Delta t_M^0 = t_6 - t'_{л}. \quad (2.150)$$

Тоді симплекс

$$S_{л} = (t_5 - t_6) / \bar{\Delta t}_{л}. \quad (2.151)$$

**Відношення робочих поверхонь і допустимі гідравлічні опори по секціях.**

Вибираємо орієнтовно такі значення коефіцієнтів теплопередачі по секціях, Вт/(м<sup>2</sup>К):

секція рекуперації	$k_{рек} = 2900$
секція пастеризації	$k_{п} = 2900$
секція водяного охолодження	$k_{н} = 2520$
секція охолодження крижаною водою	$k_{л} = 2100$

Знайдемо відношення площ робочих поверхонь секцій

$$F_{\text{рек}} : F_{\text{п}} : F_{\text{в}} : F_{\text{л}} = \frac{S_{\text{рек}}}{k_{\text{рек}}} : \frac{S_{\text{п}}}{k_{\text{п}}} : \frac{S_{\text{в}}}{k_{\text{в}}} : \frac{S_{\text{л}}}{k_{\text{л}}}. \quad (2.152)$$

Оскільки загальний допустимий гідравлічний опір  $\Delta p$ , Па, а через секцію рекуперації молоко проходить двічі, можна записати

$$2\Delta p_{\text{рек}} + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{тр}} = \Delta p, \quad (2.153)$$

де  $\Delta p_{\text{тр}}$  – гідравлічний опір у трубопроводах, що з'єднують секції апарату, та у приєднувальних кугових штуцерах (через невелику довжину трубопроводів у розрахунку можна прийняти  $\Delta p_{\text{тр}} = 5000$  Па).

Оскільки співвідношення опорів відоме, відповідно до нього розподілимо опори по секціях і знайдемо чисельні значення  $\Delta p_{\text{рек}}$ ,  $\Delta p_{\text{п}}$ ,  $\Delta p_{\text{в}}$ ,  $\Delta p_{\text{л}}$ .

**Визначення максимально допустимих швидкостей продукту в міжпластинчастих каналах по секціях.** Середня температура стінки, °С:  
у секції рекуперації

$$\bar{t}_{\text{ст.рек}} = (t_1 + t_2 + t'_1 + t_4) / 4, \quad (2.154)$$

секція пастеризації

$$\bar{t}_{\text{ст.п}} = (t_2 + t_3 + t'_1 + t'_1) / 4, \quad (2.155)$$

секція водяного охолодження

$$\bar{t}_{\text{ст.в}} = (t_4 + t_5 + t'_1 + t'_1) / 4, \quad (2.156)$$

секція охолодження крижаною водою

$$\bar{t}_{\text{ст.л}} = (t_5 + t_6 + t'_1 + t'_1) / 4. \quad (2.157)$$

Будемо вважати, що очікуваний коефіцієнт тепловіддачі молока  $\alpha_{\text{м}} = 5000$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С), а коефіцієнти загального гідравлічного опору у секції рекуперації  $\xi_{\text{р}} = 1,6$ , пастеризації  $\xi_{\text{п}} = 1,4$ , водяного охолодження  $\xi_{\text{в}} = 1,95$ , охолодження крижаною водою  $\xi_{\text{л}} = 2,2$ .

Максимально допустимі швидкості руху молока, м/с:  
у секції рекуперації

$$\omega_p = 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_M \left( \bar{t}_{\text{ст.п}} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \Delta p_p}{c_M (t_2 - t_1) \rho_M^2 \varepsilon_p}}; \quad (2.158)$$

секції пастеризації

$$\omega_{\text{п}} = 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_M \left( \bar{t}_{\text{ст.п}} - \frac{t_2 + t_3}{2} \right) \Delta p_{\text{п}}}{c_M (t_3 - t_2) \rho_M^2 \varepsilon_{\text{п}}}}; \quad (2.159)$$

секції водяного охолодження

$$\omega_{\text{в}} = 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_M \left( \frac{t_4 + t_5}{2} - \bar{t}_{\text{ст.в}} \right) \Delta p_{\text{в}}}{c_M (t_4 - t_5) \rho_M^2 \varepsilon_{\text{в}}}}; \quad (2.160)$$

секції охолодження крижаною водою

$$\omega_{\text{л}} = 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_M \left( \frac{t_5 + t_6}{2} - \bar{t}_{\text{ст.л}} \right) \Delta p_{\text{л}}}{c_M (t_5 - t_6) \rho_M^2 \varepsilon_{\text{л}}}}. \quad (2.161)$$

Отримані значення швидкості у секціях повинні збігатися. Значна їхня розбіжність свідчить про помилку у обчисленні або неправильному розподілі допустимих гідравлічних опорів.

Середнє значення максимально допустимої швидкості молока, м/с,

$$\omega_M = (\omega_p + \omega_{\text{п}} + \omega_{\text{в}} + \omega_{\text{л}}) / 4. \quad (2.162)$$

Об'ємна продуктивність апарату, м<sup>3</sup>/с,

$$V = G / \rho_M. \quad (2.163)$$

Число каналів у пакеті, шт.,

$$m = V / (f_1 \omega_M). \quad (2.164)$$

Отримане значення  $m$  округляємо до цілого числа, оскільки число каналів у пакеті не може бути дробовим.

Швидкість холодної води, м/с,

$$\omega'_b = \omega_M. \quad (2.165)$$

Швидкість циркулюючої гарячої та крижаної води, м/с,

$$\omega'_r = \omega'_l = 2\omega'_b. \quad (2.166)$$

**Розрахунок площі робочих поверхнь секцій, числа пластин та числа пакетів**

*Секція рекуперації теплоти.* Площа робочої поверхні секції, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{рек}} = \frac{Gc_M(t_2 - t_1)}{k_{\text{рек}}\Delta t_{\text{рек}}}. \quad (2.167)$$

Число пластин у секції, шт.,

$$n_{\text{рек}} = F_{\text{рек}} / F_1 \quad (2.168)$$

Число пакетів  $X$ , шт., визначасмо, знаючи число каналів у пакетах  $m$  з формули (2.164)

$$X_{\text{рек}} = n_{\text{рек}} / 2m. \quad (2.169)$$

Якщо число пакетів в результаті розрахунку виявляється дробовим, слід вирішити питання про збільшення числа пакетів до найближчого парного цілого числа або про зменшення числа каналів в пакетах даної секції. Зменшення числа каналів супроводжується збільшенням швидкості потоку, що слід врахувати для визначення потрібного напору. На теплопередачі зменшення кількості каналів позначиться незначно у бік збільшення і його можна не враховувати.

Округлюємо отримане число  $X_{\text{рек}}$ . Невеликий запас площі робочої поверхні компенсує зниження середнього температурного напору в умовах змішаного потоку.

*Секція пастеризації молока.* Площа робочої поверхні секції, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{п}} = \frac{G_1 c_M (t_3 - t_2)}{k_{\text{п}} \Delta t_{\text{п}}}. \quad (2.170)$$

Число пластин у секції, шт.,

$$n_{\Pi} = F_{\Pi} / F_1. \quad (2.171)$$

Число пакетів у секції на боці молока, шт.,

$$X_{\Pi} = n_{\Pi} / 2m. \quad (2.172)$$

*Секція охолодження водою.* Площа робочої поверхні секції, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{в}} = \frac{Gc_{\text{м}}(t_4 - t_5)}{k_{\text{в}}\Delta t_{\text{в}}}. \quad (2.173)$$

Число пластин у секції, шт.,

$$n_{\text{в}} = F_{\text{в}} / F_1. \quad (2.174)$$

Число пакетів у секції, шт.,

$$X_{\text{в}} = n_{\text{в}} / 2m. \quad (2.175)$$

*Секція охолодження крижаною водою.* Площа робочої поверхні секції, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{л}} = \frac{Gc_{\text{м}}(t_5 - t_6)}{k_{\text{л}}\Delta t_{\text{л}}}. \quad (2.176)$$

Число пластин у секції, шт.,

$$n_{\text{л}} = F_{\text{л}} / F_1. \quad (2.177)$$

Число пакетів у секції, шт.,

$$X_{\text{л}} = n_{\text{л}} / 2m. \quad (2.178)$$

Компонування секцій установки може виглядати так:

$$\text{секція рекуперації} \frac{4+4+4+4+4+4+4+4}{4+4+4+4+4+4+4+4};$$

$$\text{секція пастеризації} \frac{4+4}{8};$$

$$\text{секція охолодження водою} \frac{4+4+4}{12};$$

$$\text{секція охолодження крижаною водою} \frac{4+4}{8}.$$

За цими даними будується компонувальна схема пластинчастої пастеризаційно – охолоджувальної установки.

### КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які методи нагрівання застосовують у харчових виробництвах? Дайте їхню коротку характеристику.
2. За яким рівнянням визначають витрату теплоносія для нагрівання?
3. Які способи нагрівання насиченою водяною парою застосовують у харчових виробництвах? Коли можна застосовувати нагрівання гострою парою? Як визначити витрату пари?
4. У яких випадках застосовують нагрівання топковими газами? Які недоліки властиві нагріванню топковими газами?
5. Які способи нагрівання електричним струмом використовують у харчових виробництвах? Дайте коротку характеристику цих способів нагрівання.
6. Як класифікуються теплообмінники за принципом дії?
7. На які типи діляться рекуперативні теплообмінники залежно від конструкції?
8. Як влаштований одноходовий кожухотрубчастий теплообмінник?
9. За рахунок чого досягається інтенсифікація у багатходових кожухотрубчастих теплообмінниках?
10. Які переваги та недоліки притаманні кожухотрубчастим теплообмінникам?
11. Який із теплоносіїв пропускають трубами, а який – у міжтрубному просторі?
12. У яких випадках застосовують теплообмінники типу «труба в трубі»? Які переваги та недоліки притаманні цим теплообмінникам?
13. Як улаштований спіральний теплообмінник? Які переваги і недоліки він має?
14. Як улаштований ламельний теплообмінник? Які переваги і недоліки він має?
15. Як улаштований змійовиковий теплообмінник? Які переваги і недоліки він має?

16. Як влаштований пластинчастий теплообмінник? Які переваги та недоліки властиві пластинчастим теплообмінникам?
17. Які види пластин відомі?
18. Які фактори впливають на інтенсивність та ефективність процесу теплообміну в пастеризаційно-охолоджувальних установках?
19. Яким є устрій і принцип дії пастеризаційно-охолоджувальної установки?
20. У яких випадках застосовують теплообмінники з ребристими поверхнями теплообміну?
21. Які теплообмінники за принципом дії належать до змішувальних?
22. З чого виходять під час вибору конструкції теплообмінних апаратів?
23. У чому полягає конструктивний розрахунок теплообмінника?
24. Чим різняться конструктивний і перевірочний розрахунки теплообмінників?
25. Які основні вимоги, яким мають задовольняти сучасні теплообмінні апарати?
26. Які основні напрями підвищення ефективності роботи пастеризаційно-охолоджувальних установок?
27. У чому полягає сутність теплового розрахунку пастеризаційно-охолоджувальних установок?

## Розділ 3. КОНДЕНСАЦІЯ

### 3.1. Загальна характеристика процесу конденсації

*Конденсація* – перехід речовини з паро- чи газоподібного стану в рідкий шляхом відведення від нього теплоти. Конденсація пари (газу) може бути здійснена або шляхом охолодження пари (газу), або за допомогою охолодження і стиснення одночасно. Далі розглядаються тільки процеси конденсації, які проводяться шляхом охолодження парів водою і холодним повітрям.

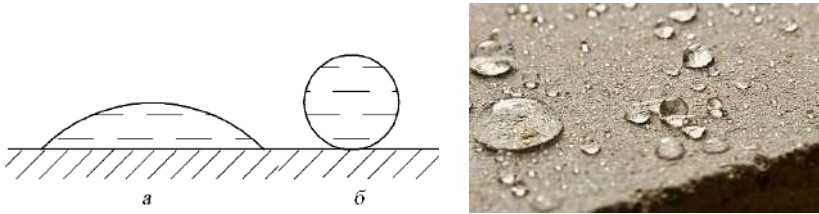
Цей процес часто зустрічається на практиці – в конденсаторах випарних апаратів, в теплообмінниках холодильних та інших установок. Конденсацію парів часто використовують в процесах випарювання, вакуум-сушіння, для створення розрідження. Пари, що підлягають конденсації, зазвичай відводять з апарату, де вони утворюються, в окремих закритий апарат – конденсатор, що охолоджується водою або повітрям.

Об'єм одержаного конденсату в тисячу і більше разів менший за об'єм пари, з якої він утворився. В результаті в конденсаторі створюється розріджений простір, причому розрідження збільшується зі зменшенням температури конденсації. Остання, у свою чергу, тим нижча, чим більша (за інших рівних умов) витрата охолоджуючого агента і нижча його кінцева температура. Одночасно з процесом конденсації в робочому просторі конденсатора відбувається накопичення повітря та інших газів, що не конденсуються, які виділяються з рідини, а також проникають через нещільності апаратури з навколишнього середовища. У міру накопичення газів, що не конденсуються, і зростання їх парціального тиску зменшується розрідження в апараті. Тому для підтримки вакууму на необхідному рівні необхідно безперервно відводити з конденсатора газів, що не конденсуються. Зазвичай ці газів відкачують за допомогою вакуум-наосу, який одночасно запобігає коливанням тиску, обумовлених зміною температури охолоджуючого агента.

Конденсація відбувається як в об'ємі пари, так і на холодній поверхні теплообміну. У першому випадку утворення конденсату відбувається мимовільно в умовах значного переохолодження пари відповідно до температури насичення на холодних рідких або твердих частинках, що вводяться в пару. Конденсація пари здійснюється на межі з холодною поверхнею якого-небудь тіла або на яких-небудь «центрах», здатних конденсувати пару, що охолоджується в об'ємі (іонізовані молекули газу, різні зважені частки і т. п.).

Якщо пара стикається зі стінкою, температура якої нижча за температуру насичення ( $t_{cm} < t_n$ ), то пара конденсується і конденсат осідає на стінці. В процесі охолодження пари

на поверхні тіла в залежності від стану її поверхні і властивостей поверхневого шару може утворитися плівка конденсату з товщиною, що набагато перевищує відстань ефективної дії міжмолекулярних сил (*плівкова конденсація пари*), або поверхня може бути покрита окремими краплями конденсату (*крапельна конденсація пари*) (рис. 3.1)



а – плівкова; б – крапельна  
Рисунок 3.1 – Конденсація на поверхні:

*Плівковою* називається конденсація, коли рідка конденсована фаза утворюється на поверхні теплообміну у вигляді стійкої плівки. Плівкова конденсація має місце, якщо конденсат змочує цю поверхню теплообміну. Якщо ж конденсат не змочує поверхню, відбувається крапельна конденсація.

*Крапельна конденсація* спостерігається в момент пуску теплообмінного апарату, коли на поверхнях стінок є різні, у тому числі і масляні забруднення, і в деяких інших випадках. Вона може бути викликана за допомогою спеціальних речовин, які називаються ліофобізаторами (для конденсації водяної пари – гідрофобізаторами). Ці речовини наносяться на поверхню теплообміну або вводяться в пару.

Крапельна конденсація водяної пари в порівнянні з плівковою, за інших однакових умов, забезпечує більш інтенсивну тепловіддачу. Це пояснюється тим, що плівка конденсату має великий термічний опір передачі теплоти фазового переходу від поверхні конденсації до стінки. В умовах краплинної конденсації через розрив плівки цей опір набагато менше. У ході конденсації пари на поверхні холодної стінки здійснюється конвективне перенесення пари з навколишнього простору до місця конденсації. Для проходження безперервного процесу конденсації пари необхідно забезпечити відповідне відведення енергії, що звільняється охолодженням поверхневого шару рідини. Перенесення теплоти до холодної стінки в умовах плівкової конденсації пари здійснюється в основному теплопровідністю через плівку конденсату. Товщина плівки на поверхні стінки, що охолоджується, залежить від інтенсивності конденсації пари і від умов стікання рідини. У промислових теплообмінних апаратах найчастіше має місце плівкова конденсація.

### 3.2. Тепловіддача в процесі конденсації пари

В умовах плівкової конденсації термічний опір практично повністю зосереджено в плівці конденсату, температура плівки з боку стінки приймається рівною температурі стінки  $t_{ст}$ , а з боку пари – температурі насичення пари  $t_n$ . Припустимо, що на плоскій поверхні конденсується пара з утворенням шару конденсату, товщина якого набагато більша за радіус дії міжмолекулярних сил (рис. 3.2).

Термічний опір передачі теплоти від пари до стінки можна уявити у вигляді суми двох доданків

$$R \equiv \frac{t_n - t_{ст}}{q} \equiv \frac{1}{\alpha} = R_k + R_{\phi}, \quad (3.1)$$

де  $t_n$  і  $t_{ст}$  – відповідно температури пари і поверхні стінки, °С;

$q$  – щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки, Вт/(м<sup>2</sup> К)

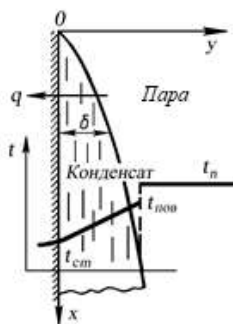


Рисунок 3.2 – Характер розподілу температури в умовах плівкової конденсації чистої насиченої пари

Перший доданок у рівнянні (3.1) це термічний опір плівки конденсату, а другий – термічний опір на межі розділення фаз. Поява термічного опору обумовлена стрибком температури на межі розділення парової та рідкої фаз. Конденсація є результирующим ефектом двох процесів, що протікають паралельно: частина молекул, що ударяються об поверхню рідини, захоплюються нею, а частина молекул за той же час випаровується з поверхні і повертається в пару. В результаті в поверхневому шарі пари товщиною порядку середньої довжини вільного пробігу рухаються два нерівні потоки молекул, що мають різну температуру. Такий шар називається кнудсенівським. Температура пари в цьому шарі в середньому відрізняється від температури поверхні рідини. Перепад температур у такому тонкому шарі відповідно до теорії суцільних середовищ сприймається як стрибок. За межами кнудсенівського шару температура вирівнюється.

Чим більше молекул, що падають на рідину, відбивається і не конденсується, тим більше стрибок температури. Це враховується коефіцієнтом конденсації, який є відношенням числа захоплених молекул до загального числа молекул пари, що ударяються об поверхню конденсату. У загальному випадку коефіцієнт конденсації може змінюватися від нуля до одиниці.

Міжфазний термічний опір

$$R_{\phi} = \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{пов}}}{q}, \quad (3.2)$$

Якщо коефіцієнт конденсації малий, стрибок може бути значним, особливо за низьких тисків. В останньому випадку опір  $R_{\phi}$  може порівнюватися з термічним опором плівки конденсату  $R_{\text{к}}$  або бути навіть значно більше останнього. Стрибок температури збільшується і зі збільшенням  $q$ . В умовах конденсації водяної пари з тиском  $p \gg 10^4$  Па температурний стрибок на межі розділу фаз відсутній і, як випливає з рівняння (3.1),

$$R \equiv \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{с}}}{q} \equiv \frac{1}{\alpha} \approx R_{\text{к}}. \quad (3.3)$$

Термічний опір плівки конденсату залежить від режиму течії. Через ламінарний потік плівки теплота переноситься теплопровідністю, через турбулентний – додатково і конвекцією. Перехід від ламінарної течії плівки до турбулентної визначають за величиною числа Рейнольдса для плівки

$$\text{Re} = \frac{\bar{w} \delta}{\nu}, \quad (3.4)$$

де  $\bar{w}$  – середня швидкість течії плівки в аналізованому поперечному перерізі, м/с;

$\delta$  – товщина плівки конденсату в цьому ж перерізі, м;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості конденсату, м<sup>2</sup>/с.

Критичне число Рейнольдса від 60 до 500, але для конденсації нерухої пари на вертикальній поверхні найбільш ймовірним значенням вважають величину  $\text{Re}_{\text{кр}} = 400$ . Ламінарна течія рідкої плівки може супроводжуватися хвильовим рухом. Частинки рідини, що знаходяться на поверхні плівки, під дією випадкових збурень можуть отримати зміщення, що призводить до деформації поверхні та відхилення її від рівноважного стану. В умовах стікання плівки велике значення має сила, обумовлена поверхневим натягом рідини. Виникають сили, які прагнуть повернути рідкі частинки до рівноваги. Проте за інерцією вони проходять положення рівноваги. На цей рух накладається дія сил тяжіння. В результаті на поверхні плівки утворюватимуться хвилі. За малих чисел Рейнольдса збурення, що виникають у плівці зносяться вниз за течією. Якщо число

Рейнольдса плівки більше деякого граничного  $Re_{\text{кр}}$ , то утворюється стійкий хвильовий режим.

В умовах періодичного хвильового руху плівки, що стікає по вертикальній поверхні під дією сил тяжіння,

$$Re_{\text{кр}} = 0,56 \left( \frac{\sigma}{\rho_p g^{1/3} \nu^{4/3}} \right)^{3/11}. \quad (3.5)$$

Розрізняють конденсацію рухомої та нерухомої пари. В умовах подовжнього руху сили тертя, що виникають на межі розділу фаз, можуть як гальмувати, так і прискорювати плівку конденсату залежно від взаємного напрямку руху конденсату і пари. Пара, що конденсується не може бути абсолютно нерухомою, тому що густина рідкої фази відрізняється від густини парової. Строго кажучи, пара завжди рухається. В процесі конденсації пари відбувається як би її відсмоктування через міжфазну межу. Якщо пара рухається вздовж плівки з невеликою швидкістю, то вона не надає помітного динамічного впливу на плівку конденсату і може вважатися нерухомою.

**Теплообмін в умовах плівкової конденсації нерухомої пари.** Ламінарна течія плівки на вертикальній стінці. Нехай на вертикальній стінці, температура поверхні якої дорівнює  $t_c$ , конденсується насичена суха пара. Течія плівки має ламінарний характер, вважаємо також, що розмір стінки в напрямку осі  $Ox$  нескінченно великий (див. рис. 3.2).

Для розгляду цієї стаціонарної задачі приймемо такі допущення: сили інерції, що виникають у плівці конденсату, зневажливо малі в порівнянні з силами в'язкості та силами тяжіння; конвективне перенесення теплоти в плівці, а також теплопровідність уздовж неї не враховуються; враховується лише теплопровідність поперек плівки; тертя на межі розділу парової та рідкої фаз відсутнє; температура зовнішньої поверхні плівки конденсату стала і дорівнює температурі насичення  $t_n$ ; фізичні параметри конденсату залежать від температури; сили поверхневого натягу на вільній поверхні плівки не впливають на характер її течії; густина пари досить мала в порівнянні з густиною конденсату.

Так як процес стаціонарний, то конвективне перенесення теплоти не враховується, перенесення теплоти теплопровідністю вздовж плівки і інерційні сили незначно малі, градієнтом тиску нехтуємо. Плівка конденсату в міру стікання поступово потовщується і збільшується її термічний опір. На тепловіддачу впливають фізичні властивості (густина, в'язкість, теплопровідність), а також розміри, положення у просторі та шорсткість стінки.

В результаті отримуємо систему рівнянь

$$\frac{d^2 t}{dy^2} = 0 \quad \text{і} \quad \mu_p \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -\rho_p g. \quad (3.6)$$

Граничні умови:

коли  $y = 0$ ;  $t = t_c$  і  $w_x = 0$ ; коли  $y = \delta$ ;  $t = t_H$  і  $\partial w_x / \partial y = 0$ .

Оскільки  $S_{y=\delta} = 0$ , а  $\mu \neq 0$ , то із рівняння  $s = \mu(\partial w_x / \partial y)$  випливає, що за умови  $y = \delta$ ;  $\partial w_x / \partial y = 0$ . В даній задачі температурний напір  $\Delta t = t_H - t_c$  не змінюється вздовж осі  $x$ . Розв'язання задачі в такій постановці складне, тому воно можливе за допомогою теорії подібності. Узагальнене рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, має вигляд

$$Nu = f(Ga, Pr, K), \quad (3.7)$$

де  $K = \frac{r}{c_p \Delta t}$  – критерій, що характеризує зміну агрегатного стану, або критерій конденсації;

$r$  – питома теплота конденсації;

$c_p$  – питома теплоємність конденсату;

$\Delta t = (t_H - t_{cm})$ .

Тут критерії  $Ga$  та  $Pr$  віднесені до плівки конденсату. Критерій  $K$  характеризує міру відношення теплового потоку, що витрачається на фазове перетворення, до теплоти перегріву або переохолодження фази за температури її перенасичення.

В умовах плівкової конденсації змінною, що лімітує тепловіддачу, є товщина плівки конденсату. Швидкість пари зазвичай не досягає величини, достатньої для зриву плівки, і в умови однозначності не включається. До узагальненого рівняння для плівкової конденсації замість критеріїв  $Re$  і  $Fr$  (окремо) входить похідний критерій  $Ga = Re^2 / Fr = gl^3 / \nu^2$ . Він характеризує подібність сил тяжіння, які діють на більш важку фазу в двофазному потоці пара – конденсат.

Якщо до рівняння (3.7) підставити критерії

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_p}; Ga = \frac{gl^3 \rho_p^2}{\mu_p^2}; Pr = \frac{c_p \mu_p}{\lambda_p}; K = \frac{r}{c_p \Delta t}$$

і скоротити подібні члени, то отримаємо рівняння для розрахунку середнього коефіцієнту  $\alpha$

$$\alpha = C \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 \rho_p^2 g r}{\mu_p l \Delta t}}, \quad (3.8)$$

де  $l$  – визначальний геометричний розмір, м.

Для конденсації насиченої пари на поверхні вертикальної стінки або труби в умовах ламінарного стікання плівки конденсату отримано значення емпіричного коефіцієнта  $C = 2,04$  в рівнянні (3.8). Визначальним лінійним розміром є висота  $H$  вертикальної стінки ( $l = H$ ). Відповідно рівняння для визначення  $\alpha$  має вигляд

$$\alpha = 2,04A \left( \frac{r}{H\Delta t} \right)^{0,25}, \quad (3.9)$$

де  $A = \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 \rho_p^2}{\rho}}$ . Тут всі фізичні константи підставляються за певної температури, що дорівнює середній температурі плівки  $t_{пл} = 0,5(t_{ст} + t_n)$ ; параметр  $r$  відноситься до температури насичення пари.

Рівняння (3.9) може бути записане у вигляді

$$\alpha = 2,58\lambda_p \left( \frac{\rho_p}{\mu_p} \right)^{2/3} Re_{пл}^{-1/3}. \quad (3.10)$$

Воно одержано для  $Re_{пл} < 100$ .

Для  $Re_{пл} > 100$  течія плівки конденсату переходить в турбулентну в нижній частині вертикальної труби, а потім по всій її довжині. Розрахункова формула для середнього значення коефіцієнта тепловіддачі за наявності ділянок ламінарної і турбулентної течії плівки конденсату має вигляд

$$Re^{1/4} = 89 + 0,024 Pr^{1/2} (Z - 2300). \quad (3.11)$$

У рівнянні (3.11)

$$Re = \frac{\omega H}{\nu}. \quad (3.12)$$

Оскільки  $\omega = \frac{q}{r\rho_ж} = \frac{\alpha\Delta t}{r\rho_ж}$ , остаточно запишемо

$$Re = \frac{\alpha\Delta t H}{r\rho_p\nu}. \quad (3.13)$$

Безрозмірна величина  $Z$  у рівнянні (3.11)

$$Z = Ga^{1/2} \frac{\lambda\Delta t}{r\rho_p\nu}, \quad (3.14)$$

де  $Ga = gH^3/\nu^2$ .

В умовах плівкової конденсації насиченої пари на поверхні охолоджувальної стінки вся теплота, що звільняється в процесі конденсації пари на поверхні плівки, відводиться до стінки через товщу плівки. Вирішуючи диференційне рівняння стосовно розглянутої задачі течії плівки конденсату, отримали критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі процесу конденсації пари на вертикальній стінці

$$Nu_h = \frac{\alpha h}{\lambda} = 0,943 (Gr_h Pr_p K)^{0,25}, \quad (3.15)$$

де  $Gr_h = \frac{gh^3}{\nu^2} \frac{\rho_n - \rho_p}{\rho_p}$  – критерій Грасгофа, що визначає співвідношення сил тяжіння та сил

тертя під час течії плівки конденсату;

$g$  – прискорення вільного падіння, м / с<sup>2</sup>;

$h$  – висота вертикальної стінки, м;

$\nu$  – кінематична в'язкість конденсату, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м К);

$\rho_p, \rho_n$  – густина конденсату і пари, кг/м<sup>3</sup>;

$Pr_p = \nu_p/a_p$  – критерій Прандтля;

$\nu_p$  – кінематична в'язкість рідини, м<sup>2</sup>/с;

$a_p$  – коефіцієнт температуропровідності рідини, м<sup>2</sup> / с;

$K = \frac{r}{c_p(T_n - T_{ct})}$  – критерій відношення умовної температури перетворення  $r/c_p$  до

різниці температур ( $T_n - T_{ct}$ );

$r$  – питома теплота фазового перетворення (питома теплота конденсації пари в рідину), кДж / кг;

$c_p$  – питома теплоємність конденсату, кДж/(кг К);

$T_n$  – температура насичення для тиску рідини  $p$ , К;

$T_{ct}$  – температура стінки, К.

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі пари, що конденсується, Нусельт отримав рівняння

$$\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{4 \mu_p (t_n - t_c) h}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{\mu_p \Delta t h}}. \quad (3.16)$$

Внаслідок прийнятих припущень рішення Нусельта слід розглядати як наближене. Коефіцієнти тепловіддачі зменшуються зі збільшенням  $x$  або  $h$ , а товщина плівки, навпаки, збільшується. Зменшення коефіцієнтів тепловіддачі пояснюється збільшенням товщини плівки, тому що термічний опір зростає. Однак зменшення  $\alpha$  зі збільшенням  $\Delta t$  не означає, що знижується питомий тепловий потік  $q_c$ . Відповідно до закону Ньютона – Ріхмана  $q_c = \alpha \Delta t$  і в той же час  $\alpha = c \Delta t^{-0.25}$ . Тоді

$$q_c = c \Delta t^{3/4}. \quad (3.17)$$

Розв'язання задачі з урахуванням сил інерції та конвективного перенесення теплоти в плівці, показує, що для  $K > 5$  і  $1 < Pr < 100$  є досить добрий збіг більшості рішень за рівнянням Нусельта.

Під час виведення рівняння (3.16) не враховувався вплив хвильового руху плівки. Доведено, що хвильовий рух плівки має стаціонарний характер, який описується для будь-

якого перерізу  $x$  синусоїдальним розподілом товщини плівки в часі. В умовах хвильового режиму ефективна товщина шару  $\delta_{ef}$  менша, ніж  $\delta$  обчислена за рівнянням Нусельта (3.16). Плівка має складний хвильовий характер руху, що залежить від числа  $Re$  та інших факторів і, відповідно, поправка на хвильову течію є функцією лише числа Рейнольдса:

$$\varepsilon_v = Re^{0,04}. \quad (3.18)$$

За малих  $Re$  поправка  $\varepsilon_v$  близька до одиниці. У міру збільшення  $Re$  величина  $\varepsilon_v$  зростає і для  $Re = 400$   $\varepsilon_v = 1,27$ . Число Рейнольдса відноситься до нижнього по ходу руху конденсату перерізу плівки. Таким чином, для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі в умовах конденсації практично нерухою чистої пари на вертикальних поверхнях може бути використана формула

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_N \varepsilon_t \varepsilon_v, \quad (3.19)$$

де  $\bar{\alpha}_N$  – коефіцієнт тепловіддачі, що обчислюється за формулою Нусельта (3.16) за умови віднесення всіх фізичних параметрів конденсату до температури насичення, Вт / (м<sup>2</sup> К);

$\varepsilon_t$  – поправка, що враховує вплив зміни фізичних властивостей конденсату на тепловіддачу (за своїми чисельними значеннями вона близька до поправки  $(Pr_n / Pr_{ст})^{0,25}$ );

$\varepsilon_v$  – поправка на хвильову течію плівки конденсату.

*Турбулентне стікання плівки по вертикальній стінці.* Зі збільшенням товщини плівки ламінарна течія переходить у хвильову. Для  $Re \geq 400$  течія плівки стає турбулентною. Однак у верхній частині плівки, де  $Re < 400$ , рух продовжує залишатися ламінарним. На стінці буде мати місце змішаний рух конденсату.

Без урахування теплоти переохолодження, дисипації механічної енергії та за відсутності в рідині внутрішніх джерел теплоти теплопередача через плівку конденсату відбувається в умовах постійної щільності теплового потоку поперек плівки. За рівнянням для коефіцієнта турбулентного обміну, запропонованого Лінем і Шлінгером, отримали формулу для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі в умовах конденсації чистої нерухою пари на вертикальній поверхні та змішаного руху плівки конденсату

$$Re_n = \left[ 89 + 0,024 (Pr_n / Pr_c)^{0,35} Pr_n^{0,5} (Z - 2300) \right]^{4/3}, \quad (3.20)$$

де  $Re = \frac{\alpha(t_n - t_{ст})H}{rv\rho}$ .

Визначальною температурою є температура насичення  $t_n$ , визначальним розміром – висота стінки  $h$ . Усі фізичні параметри беруться для конденсату і вибираються за температурою насичення, індекси "н" і "ст" означають, що число Прандтля конденсату

вибирається відповідно за температурами насичення та стінки.

*Ламінарна течія плівки на горизонтальній трубі.* Отримані формули справедливі в умовах конденсації пари на вертикальних плоских стінках. У разі похилої стінки у вихідне рівняння руху замість  $g$  необхідно ввести проекцію вектора прискорення сили тяжіння на вісь  $Ox$ :  $g_x = g \cos \varphi$ , де  $\varphi$  – кут, утворений напрямом сили тяжіння і віссю координат  $Ox$ , яка орієнтована по ходу плівки (рис. 3.2).

В результаті для похилих стінок одержують таку формулу:

$$\alpha_{\text{пох}} = \alpha_{\text{верт}} \sqrt[4]{\cos \varphi}. \quad (3.21)$$

Враховуючи змінність куга  $\varphi$  для горизонтальної труби і приймаючи, що  $\delta \ll d$ , де  $d$  – діаметр горизонтальної труби, Нусельт отримав наступну формулу для визначення середнього по зовнішньому колу горизонтальної труби коефіцієнта тепловіддачі пари, що конденсується за умови ламінарного руху плівки конденсату:

$$\bar{\alpha} = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 g (\rho_p - \rho_n) r}{\nu(T_n - T_{\text{ст}}) d}} \quad \text{або} \quad \text{Nu}_h = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} = 0,728 (\text{Gr}_d \text{Pr}_p K)^{0,25}, \quad (3.22)$$

де  $d$  – діаметр горизонтальної труби, м; інші позначення як у формулі (3.15).

Залежність (3.22) отримана за тих же спрощуючих завдання допущеннях, як і формула (3.16). Вона відрізняється від формули (3.16) для вертикальної стінки тим, що коефіцієнт пропорційності замість 0,943 дорівнює 0,728 і як характерний розмір замість  $h$  вводиться  $d$ .

Як було сказано раніше, коли  $K > 5$  і  $Pr > 1$  можна не враховувати інерційні сили та конвективне перенесення теплоти. Змінність фізичних параметрів конденсату може бути врахована раніше введенням множником, а фізичні параметри конденсату, що входять у формулу (3.22), вибираються за температурою насичення.

Для розвитку хвильового руху необхідна певна ділянка течії протяжністю в кілька довжин хвиль. Тому на трубах невеликих діаметрів хвильова течія не встигає розвиватися. Поправку слід вводити тільки тоді, коли діаметр труби задовольняє наступному співвідношенню:

$$d > 20 (\delta / \rho_p g)^{0,5}. \quad (3.23)$$

Формула (3.23) отримана за умови  $t_c = \text{const}$ . Коли  $q_c = \text{const}$  коефіцієнт пропорційності в рівнянні (3.22), рівний 0,728, повинен бути замінений на 0,693.

Формула (3.16) для визначення коефіцієнта тепловіддачі пари, що конденсується, на вертикальних стінках призводить до заниженої його величини. Заниження пов'язане з тим, що не враховувалася сила поверхневого натягу рідини на межі плівки. Завдяки впливу сили

поверхневого натягу конденсату товщина плівки зменшується зі збереженням хвилеподібної форми руху. В результаті коефіцієнт тепловіддачі зростає приблизно на 20% і формула (3.22) змінює свій вигляд:

$$\text{Nu}_h = 1,13(\text{Gr}_h \text{Pr}K)^{0,25}. \quad (3.24)$$

Формула (3.24) застосовується в розрахунках тепловіддачі пари, що конденсується в умовах ламінарного руху плівки конденсату. За певного співвідношення зростаючої на шляху потоку інерційної сили і сили тертя в плівці виникають неупорядковані вихрові збурення, і потік рідини турбулізується. Ламінарна течія конденсату в плівці зберігається тільки в тонкому пристінному шарі. Турбулізація потоку конденсату в плівці призводить до більш інтенсивного перенесення теплоти до стінки.

Певний вплив на перенесення теплоти в плівці може мати відхилення від прийнятого в розрахунку прямолінійного розподілу температур, що відповідає нерухомому шару теплопровідного середовища. У реальних умовах конвективно – теплопровідного перенесення теплоти в плівці розподіл температури в поперечному її перерізі носить криволінійний характер з великим градієнтом температури біля стінки.

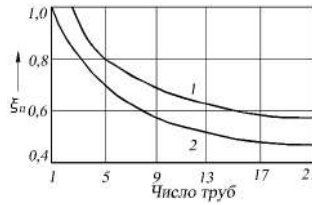
**Теплообмін в умовах плівкової конденсації пари, що рухається на горизонтальних одиночних трубах і пучках труб.** В умовах конденсації пари на горизонтальній поверхні (зовнішній поверхні горизонтальної труби) значення числового множника в рівнянні (3.8)  $C = 1,28$ , а замість визначального геометричного розміру підставляється зовнішній діаметр труби  $d_3$ . Тоді

$$\alpha = 1,28A \left( \frac{r}{d_3 \Delta t} \right)^{0,25}, \quad (3.25)$$

де  $A$  – коефіцієнт знаходиться так само, як у рівнянні (3.9) для  $\text{Re}_{\text{пл}} = \frac{\pi d_3 z q}{2 \mu_p r} < 50$ , де  $z$  – число розташованих одна під одною горизонтальних труб (для одиначної труби  $z = 1$ ). Визначальною температурою є  $t_{\text{пл}} = (t_p + t_{\text{ст}})/2$ ; величина  $r$  відноситься до температури  $t_{\text{нас}}$ . У разі конденсації пари на зовнішній поверхні пучка горизонтальних труб шар конденсату на трубах розташованих нижче збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується.

Враховуючи зазначені ускладнення, коефіцієнт тепловіддачі для пари, що конденсується на багаторядному пучку, визначають множенням значення, отриманого за рівнянням (3.9), на коефіцієнт поправки (рис. 3.3). Він залежить від числа труб у кожному вертикальному ряду  $n$ , а також від розташування труб у пучку (шахове або коридорне). В умовах конденсації пари на похилій поверхні коефіцієнт тепловіддачі, отриманий за

рівнянням (3.8), слід помножити на величину  $(\sin \varphi)^{0,25}$ , де  $\varphi$  – кут нахилу поверхні конденсації до горизонталі.



1 – шахове розташування; 2 – коридорне розташування

Рисунок 3.3 – Значення усередненого поправного коефіцієнта  $n$  для різного розміщення труб у пучці

Розглянуті закономірності тепловіддачі в процесах конденсації пари припускають, що сили тяжіння мають визначальний вплив на рух плівки конденсату, і динамічним впливом пари можна знехтувати. Це означає, що пару можна вважати нерухою. У ряді випадків динамічний вплив пари може бути істотним. Якщо рух пари сприяє зниженню товщини плівки конденсату внаслідок турбулізації її течії, то значення коефіцієнта тепловіддачі збільшиться. Однак експериментально встановлено, що в умовах ламінарної течії плівки і русі конденсату та пари зверху вниз в умовах швидкостей пари до 40 м / с, рух її практично не впливає на величину коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ . Значення  $\alpha$  зростає лише за великих швидкостей пари. В процесі турбулентної течії плівки конденсату і суттєвому впливі сил тертя коефіцієнт тепловіддачі пропорційний швидкості пари в ступіні 0,8. Математичний опис процесу тепловіддачі, що враховує взаємний вплив сил тяжіння і тертя на рух плівки конденсату, дуже складний. Такі розрахунки розглядаються у спеціальній літературі.

Для розрахунку тепловіддачі плівкової конденсації парів, що переміщуються з незначною швидкістю відносно горизонтальної труби і вертикальної стінки, використовують критеріальні рівняння:

а) горизонтальна труба

$$Nu_d = 0,72 (Gr_d Pr_n K)^{0,25} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (3.26)$$

б) вертикальна стінка

$$Nu = 1,13 (Gr_h Pr_n K)^{0,25} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (3.27)$$

Критерії  $Gr_d$ ,  $Gr_h$  і  $Pr_n$  у цих формулах слід обчислювати за температури насичення

$T_{нас}$ , а ролі визначального розміру приймати: для вертикальних стінок – висоту  $h$ , для горизонтальних труб – діаметр  $d$ .

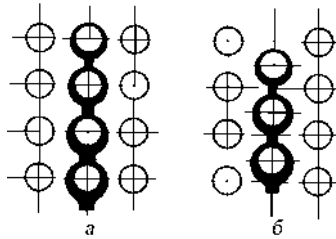


Рисунок 3.4 – Плівка стікаючої рідини на горизонтальних трубах в умовах коридорного (а) та шахового (б) розташування

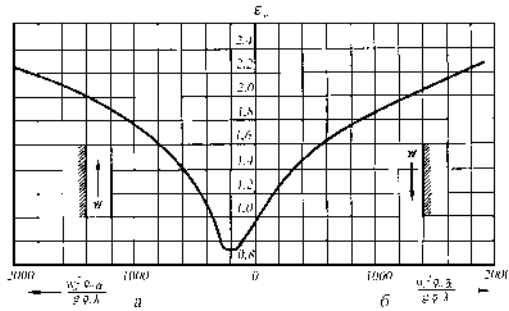
В умовах конденсації пари в горизонтальному пучку труб тепловіддача нижніх труб помітно зменшується внаслідок додаткового зростання товщини плівки конденсату, що стікає, від з верхніх труб (рис. 3.4). У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі кожного нижнього ряду в порівнянні з верхніми трубами дорівнює  $\alpha_n = \varepsilon_n \alpha_1$ , де  $\varepsilon_n$  – множник зменшення коефіцієнта тепловіддачі.

Необхідно відзначити, що поряд зі збільшенням кількості конденсату на нижніх рядах горизонтальних труб в пучку конденсатора, падає швидкість притоку пари, що також знижує тепловіддачу.

Вплив швидкості пари на тепловіддачу в умовах плівкової конденсації на трубах починає помітно позначатися за досить великої кінетичної енергії пари, що рухається. В умовах збігу напрямку руху пари і конденсату на вертикальній стінці товщина плівки зменшується і тепловіддача зростає. Для зустрічного руху пари, як показав Нусельт, коефіцієнт, що враховує залежність тепловіддачі від швидкості  $\varepsilon_w = \alpha_w / \alpha_{w=0}$  виявляється меншим від одиниці лише до певної швидкості пари; в умовах досить великої швидкості зустрічного потоку пари коефіцієнт тепловіддачі знову починає зростати. На рис. 3.5 представлений коефіцієнт  $\varepsilon_w$  зміни тепловіддачі пари, що конденсується на вертикальних стінках для ламінарного руху плівки для співпадаючого і зустрічного потоку пари.

Для випадку конденсації пари, що рухається зверху вниз в пучку горизонтальних труб, в діапазоні зміни величини масової швидкості  $\rho_n w^2 = 400 - 6000$  коефіцієнт підвищення тепловіддачі в порівнянні з нерухомою парою розраховується за формулою

$$\varepsilon_w = 33,2 \left( \frac{w_n^2 \rho_n}{g d \rho_p} \right)^{0,08} (\text{Gr Pr K})^{-0,128} \quad .(3.28)$$



а – зустрічний рух пари і плівки конденсату; б – співпадаючий рух

Рисунок 3.5 – Коефіцієнт зміни тепловіддачі для конденсації пари в залежності від швидкості потоку пари відносно рідини, що стікає

Конденсація перегрітої пари відрізняється від конденсації насиченої існуванням шару перегрітої пари біля стінки з помітним зниженням температури і додатковим перенесенням теплоти до стінки. Однак тепловіддачу до стінки в умовах плівкової конденсації перегрітої пари можна розрахувати за тією ж формулою теплопровідності плівки, як і для насиченої пари, прийнявши для визначення товщини плівки сумарну теплоту пароутворення і перегріву пари:

$$\frac{\alpha_{\text{пер}}}{\alpha_{\text{нас}}} = \sqrt[4]{1 + \frac{i_{\text{пер}} - i_{\text{нас}}}{r}} \quad (3.29)$$

Нехай насичена пара рухається зверху донизу і поперечним потоком омиває горизонтальну трубу. Середній коефіцієнт тепловіддачі для конденсації рухомої пари на зовнішній поверхні одиночної горизонтальної труби дорівнює

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_N} = B \left( \frac{\rho_n \bar{w}_n^2}{\rho_p d g} \right)^{0.08} \left( \frac{\rho_p g d^3 r}{\lambda_p v_p \Delta t} \right)^{-0.125} \quad (3.30)$$

де  $\bar{\alpha}$  – дослідний коефіцієнт тепловіддачі для конденсації пари, що рухається;

$\bar{\alpha}_N$  – коефіцієнт тепловіддачі, обчислений за формулою Нусельта (3.16) для нерухомої пари;

$\bar{w}_n$  – середня швидкість пари в звуженому перерізі каналу;

$d$  – зовнішній діаметр труби.

Фізичні параметри конденсату, що входять до цієї формули, вибираються за температурою насичення.

З рівняння (3.30) випливає, що для рухомого стану пари, коефіцієнт тепловіддачі менше залежить від температурного напору, ніж для нерухомого.

$$\alpha \sim \Delta t^{-0,125} . \quad (3.31)$$

Конденсатори зазвичай мають не одну трубу, а пучок труб, які розміщуються в шаховому або коридорному порядку (див. рис. 3.4).

Процеси конденсації на зовнішній поверхні одиночної горизонтальної труби і таких же труб, але зібраних в пучок, різні. У разі чистої пари відмінність обумовлена двома факторами: зменшенням швидкості пари в умовах її руху в пучку через часткову конденсацію і збільшення товщини конденсатної плівки за рахунок послідовного стікання конденсату з трубки на трубку. Зменшення швидкості пари в міру її просування через пучок призводить до послідовного зменшення тепловіддачі зі зростанням номеру ряду. Такий же ефект дає і стікання конденсату з верхніх труб на нижні.

Конденсат стікає з труби не у вигляді суцільної плівки, а окремими краплями чи струмками (рис. 3.4). Краплі, потрапляючи на нижчу трубу, з одного боку, тимчасово потовщують плівку в місці падіння, розтікаючись потім по її поверхні, з іншого – збурюють течію плівки, що сприяє появі хвильового або навіть турбулентного режиму руху. Місця відриву та падіння крапель постійно переміщуються вздовж труби. Це переміщення посилюється, якщо труба має хоча б невеликий нахил. У цьому випадку хвилеподібний струмінь конденсату пересувається вздовж нижньої частини труби. Такий характер стікання конденсату призводить до того, що деяке збільшення термічного опору за рахунок потовщення шару конденсату значною мірою компенсується збуреннями, що виникають.

Вплив конденсату, що стікає зверху на трубу, враховується параметром  $\sum_{i=1}^{i=n} \frac{G_i}{G_n}$ ,

де  $\sum_{i=1}^{i=n} G_i$  сумарна кількість конденсату, що стікає по трубі  $n$ -го ряду;

$G_n$  – кількість конденсату, що утворюється на трубі ( $i = n$ ); тут  $n$  – число рядів труб по висоті коридорного пучка чи половина числа рядів труб по висоті шахового пучка.

Експериментально отримано формулу

$$\frac{\bar{\alpha}_n}{\bar{\alpha}_1} = \left( \sum_{i=1}^n G_i / G_n \right)^{-0,07} , \quad (3.32)$$

де  $\bar{\alpha}_n$  – середній коефіцієнт тепловіддачі  $n$ -го ряду, приведений до швидкості пари та температурного напору в першому ряді труб;

$\bar{\alpha}_1$  – середній коефіцієнт тепловіддачі першого ряду.

Якщо трубний пучок має однаковий переріз по всій його висоті і пара в ньому рухається зверху вниз, тепловіддачу можна розрахувати за формулами (3.31) і (3.32). Розрахунок ускладнюється тим, що коефіцієнт тепловіддачі для кожного горизонтального

ряду труб залежить від місцевих значень температурного напору, тиску і швидкості пари, закони зміни яких по рядах невідомі.

Розрахунок можна полегшити, якщо ввести припущення, що температурний напір і тиск пари не змінюються по висоті трубного пучка. Це дозволило отримати наближену формулу для визначення середнього для всього пучка коефіцієнта тепловіддачі  $\bar{\alpha}_n$ :

$$\frac{\bar{\alpha}_n}{\bar{\alpha}_N} = \frac{\bar{\alpha}_1}{\bar{\alpha}_N} = \frac{0,84\varepsilon}{\left[1 - (1 - \varepsilon)^{0,84}\right] n^{0,07}}. \quad (3.33)$$

де  $\bar{\alpha}_1/\bar{\alpha}_N$  – відносний коефіцієнт тепловіддачі першого ряду, що обчислюється за рівнянням (3.32);

$\varepsilon = (G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}})/G_{\text{вх}}$  – ступінь конденсації пари; тут  $G_{\text{вх}}$  і  $G_{\text{вих}}$  – масові витрати пари на вході та виході з пучка.

### **Теплообмін в процесі плівкової конденсації пари, що рухається всередині труб.**

У трубах великої довжини конденсується значна кількість пари. Сили тертя на межі між парою та конденсатом значні. Якщо напрям руху пари і конденсату збігаються, то рух плівки прискорюється, товщина її зменшується і коефіцієнт тепловіддачі збільшується. Якщо їх напрями не збігаються, рух плівки сповільнюється; товщина її збільшується, а тепловіддача зменшується. Підвищення швидкості пари призводить до збільшення тепловіддачі внаслідок того, що плівка захоплюється парою і може бути частково «зірвана» з поверхні стінки.

В умовах конденсації в трубах швидкість пари не залишається постійною, тому що вздовж течії витрата пари зменшується, але зростає витрата конденсату. Найбільшу величину швидкість пари має на вході в трубу. Її середнє значення на вході досить просто обчислюється: якщо в трубу входить суха насичена пара, яка повністю конденсується в ній, то тоді

$$Q = \bar{q}_c \pi d l = r G_n = r \rho_n \bar{w}_{n0} \frac{\pi d^2}{4}. \quad (3.34)$$

У рівнянні (3.34) теплота переохолодження конденсату не враховується, тому середня швидкість пари на вході буде

$$\bar{w}_{n0} = \frac{4G_n}{\rho_n \pi d^2} = \frac{4Q}{r \rho_n \pi d^2}, \quad (3.35)$$

де  $d$  і  $l$  – внутрішній діаметр та довжина труби.

Залежно з умовами процесу пара може сконденсуватися в трубі як повністю, так і частково. В умовах повної конденсації аксіальна швидкість пари на виході із труби дорівнює нулю. Якщо труба досить довга і процес конденсації досить інтенсивний, то в

кінцевій частині труби її переріз може бути заповнений конденсатом. У міру конденсації пари швидкість її зменшується, і турбулентний рух може перейти в ламінарний. У той же час витрата конденсату вздовж труби безперервно збільшується, і його течія може перейти в турбулентний режим. За певних умов може мати місце зривання крапель з поверхні плівки.

*Ламінарна течія плівки конденсату.* Дослідження тепловіддачі в процесі конденсації насиченої водяної пари у вертикальній трубі на вході пари зверху дозволило отримати залежність для визначення відносних коефіцієнтів тепловіддачі  $\psi = f(\alpha_x / \alpha_{0x})$ :

$$\psi \equiv \frac{\rho_n}{\rho_p} \left( \frac{v_n}{v_p} \right)^2 \frac{Re_{pd}^2}{Ga_{pd}^{2/3}} Re_{px}^{-0,28} \varepsilon_r, \quad (3.36)$$

де  $Re_{pd} = \bar{w}_n d / v_n$ ;  $Ga_{pd} = g d^3 / v_p^2$ ;  $Re_{px} = q_c x / r \mu_p$ ;

$\bar{w}_n$  – середня у перерізі  $x$  швидкість пари.

Фізичні параметри пари і конденсату, позначені індексами «п» і «р», вибиралися за температурою насичення.

Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_x$  є середніми на порівняно невеликих ділянках труби, що в першому наближенні дозволяє вважати їх місцевими. Значення  $\alpha_{0x}$  обчислювалися за формулою для нерухомої пари, що конденсується на вертикальній стінці.

Відносний коефіцієнт тепловіддачі знаходиться за формулою

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_{0x}} = \sqrt{0,005\psi + \sqrt{(0,005\psi)^2 + 1}}. \quad (3.37)$$

Вигляд рівняння (3.37) визначався теоретично за деяких спрощень, а постійні величини уточнювалися за даними дослідів з водяною парою близькою до атмосферного тиску. Числа  $Re$  змінювалися від 1800 до 17000 (швидкість пари  $w = 3,6 - 33,5$  м / с). Температурний напір змінювався від 8 до 60 К. Якщо  $\psi \leq 35$ , то розрахунки можна вести за формулами для нерухомої пари.

*Турбулентна течія конденсату.* В умовах турбулентного руху плівки конденсату за переважного впливу сил тертя пари отримано формулу для розрахунку місцевих коефіцієнтів тепловіддачі

$$Nu_{dh} = c Re_{dh}^{0,8} Pr_{pn}^{0,43} \sqrt{1 + x \left( \frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right)_n}, \quad (3.38)$$

де  $x$  – масовий витратний паровміст у перерізі, який розглядається.

Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі для режиму неповної конденсації пари з пароводяної суміші визначається формулою

$$\overline{\text{Nu}}_{dn} = c \text{Re}_{dn}^{0,8} \text{Pr}_{pn}^{0,43} \frac{1}{2} \left[ \sqrt{1 + x_1 \left( \frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \left( \frac{\rho_o}{\rho_n} - 1 \right)} \right]. \quad (3.39)$$

де  $x_1$  і  $x_2$  – масові витратні характеристики паровмісту у вхідному і вихідному перерізі аналізованої ділянки труби:  $x_1 = (G_n / G_{cm})_{\text{вх}}$  і  $x_2 = (G_n / G_{cm})_{\text{вих}}$ . Для сталевих труб  $c = 0,024$ , для мідних  $c = 0,032$ . У формулах (3.38) та (3.39)

$$\overline{\text{Nu}}_{dn} = \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_p}; \quad \text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda_p}; \quad \text{Re}_{dn} = \frac{w_n d}{\nu_p} = \frac{4G_{cm}}{\pi d \mu_p}.$$

Усі фізичні параметри вибираються за температурою насичення.

Рівняння (3.38) та (3.39) отримані для випадку, коли  $1 \geq x_1 > 0$  і  $1 > x_2 \geq 0$ . Залежно від значень  $x_1$  і  $x_2$  можна виділити окремі режими: а)  $x_1 = 1; x_2 = 0$  – повна конденсація сухої пари в трубі; б)  $x_1 = 1; 1 > x_2 > 0$  – часткова конденсація пари; в)  $1 > x_1 > 0; x_2 = 0$  – повна конденсація пари з пароводяної суміші, що надійшла в трубу. За умови  $x_1 = x_2 = 0$  формули (3.38) та (3.39) приймають структуру рівнянь, що використовуються для розрахунку теплообміну однорідних рідин.

**Тепловіддача в процесі крапельної конденсації пари.** Крапельна конденсація пари здійснюється в умовах неповного змочування поверхні охолоджуваної стінки рідким конденсатом. У цьому випадку поверхня покрита окремими краплями. Можна, однак, здійснити краплинну конденсацію на стінці пари таких рідин, які змочують чисту стінку, але не змочують покриту тонким шаром будь-якої гідрофобної речовини. Крапельна конденсація є нестационарним процесом. Однак, якщо середні в часі його характеристики не змінюються, то такий процес можна розглядати як стаціонарний.

На холодній стінці в окремих місцях з переохолодженої пари зароджується безліч дрібних крапель конденсату. Окремі краплі омивають маси пари, що переохолоджується і конденсується. Рух парових мас до стінки, що охолоджується, і подальше переміщення їх вздовж неї до зростаючих крапель конденсату здійснюється під впливом різниці тисків, що виникає в умовах переохолодження і конденсації пари. Малі краплі ростуть дуже швидко, потім швидкість зростання стає незначною. У міру зростання краплі безперервно зливаються, звільняючи деяку частину поверхні стінки. За рахунок багаторазового злиття і безперервної конденсації краплі збільшуються до відривного розміру, вони скочуються під дією сили тяжіння або зриваються парою, що рухається.

Кожна крапля, що утримується на стінці силами поверхневого натягу та адгезії, служить стоком конденсату і теплоти, що звільняється в умовах конденсації пари (рис. 3.6). Інтенсивний рух мас пари до поверхні охолоджуваної стінки з навколишнього простору і

переміщення парових мас з досить великою швидкістю в пристінному шарі до крапель конденсату, що ростуть, сприяють інтенсивному охолодженню і конденсації пари на стінці. Можна припускати, що більш інтенсивне відведення теплоти з поверхні охолоджуваної стінки в умовах крапельної конденсації пари в порівнянні з відведенням тепла в умовах плівкової конденсації досягається інтенсивним переміщенням пари, що конденсується, в пристінному шарі.

В умовах первинного зіткнення пари з поверхнею стінки утворюється адсорбційний шар; швидко йде процес конденсації призводить до утворення полімолекулярної рідкої плівки. Поки плівка дуже тонка, вона знаходиться в силовому молекулярному полі твердої стінки і пари в результаті чого набуває особливих властивостей, відмінних від властивостей цієї ж рідини далеко від межі розділу фаз. Таку плівку називатимемо тонкою. Її товщина складає частки мікрона.

У загальному випадку товщина плівки неоднакова по поверхні і рівна або менша висоті виступів природної шорсткості твердого тіла. Тонка плівка знаходиться під надлишковим тиском, який називається розклинювальним. Величина тиску що розклинює приблизно зворотно пропорційна кубу товщини плівки  $P \sim \delta^{-3}$ .

Оскільки в умовах інтенсивної крапельної конденсації утворення первинних крапель відбувається безперервно на поверхні стінки, що оголилася, можна вважати, що в середньому на стінці існує тонка і товста (краплі) плівка. Одночасне існування тонкої плівки і видимих крапель слід представляти тільки в динаміці.

Таким чином, роль ефектів капілярності другого роду (тонких плівок) важлива для процесів утворення зародкових крапель. У великих краплях ефекти капілярності другого роду можуть виявлятися тільки біля кореня краплі (на потрібній межі пара–рідина–стінка).

Відомо, що рівноважний тиск насиченої пари над опуклою поверхнею розділу фаз більше, ніж над плоскою. Конденсація пари на сферичній краплі з радіусом  $R$ , яка зважена в парі, може відбуватися тільки за умови, що  $R > R_k$ ; де  $R_k$  – критичний (мінімально можливий) радіус кривизни поверхні розділення фаз. У разі тонкої сферичної плівки необхідно враховувати і вплив її товщини.

Мінімальний діаметр краплі конденсату, що утворюється в умовах переохолодження пари на величину  $\Delta T_{\text{охол}}$  визначається залежністю:

$$d_{\text{мін}} = \frac{4\sigma T_{\text{нас}}}{\rho_p r \Delta T_{\text{охол}}} \quad (3.40)$$

Величина мінімального діаметра краплі конденсату, що зароджується в переохолодженій парі, дуже незначна.

Потік переохолодженої пари біля стінки легко захоплює такі дрібні крапельки конденсату і переміщує їх до краплі, що росте на стінці і яка є своєрідним стоком конденсату. У міру збільшення розмірів збільшується маса краплі, і за певного діаметру зростаюча крапля відривається від стінки, а на її місці в умовах безперервного процесу конденсації пари виростає нова крапля і т. д.

Описана модель явища крапельної конденсації пари на стінці дозволяє скласти наступне критеріальне рівняння для визначення тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\text{конд.кр}} r}{q c_p} = f \left( \frac{q \sigma T_{\text{нас}} c_p}{\rho_p r^3 v_p \rho_p}, \frac{v_p}{a_j}, \theta \right), \quad (3.41)$$

де  $\alpha_{\text{конд.кр}}$  – коефіцієнт тепловіддачі для крапельної конденсації пари;

$q$  – питома тепловіддача стіни;

$c_p$  і  $\rho_p$  – питома теплоємність та густина конденсату;

$r$  і  $\rho_p$  – теплота конденсації та густина пари;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу;

$T_{\text{нас}}$  – температура насиченого стану пари для заданого тиску;

$v_p$  і  $a_p$  – відповідно коефіцієнт перенесення імпульсів та теплоти конденсату;

$\theta$  – крайовий кут рідких крапель на стінці.

Рівняння (3.41) вказує, що основним фактором, який визначає коефіцієнт тепловіддачі в умовах краплинної конденсації пари, є питома теплове навантаження. Решта чинників переважно залежить від тиску пари.

Середній коефіцієнт тепловіддачі для краплинної конденсації нерухомої пари може бути описаний такими рівняннями:

$$\text{для } Re = 8 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-3}$$

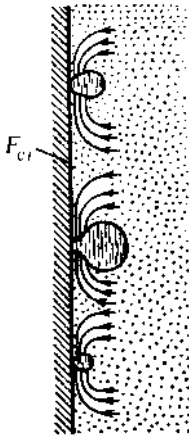


Рисунок 3.6 –  
Схема формування  
крапельної  
конденсації пари на  
стінці

$$\text{Nu} = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{Re}^{-0,84} \Pi^{1,16} \text{Pr}^{1/3}; \quad (3.42)$$

для  $\text{Re} = 3,3 \cdot 10^{-3} - 3,5 \cdot 10^{-2}$

$$\text{Nu} = 5 \cdot 10^{-6} \text{Re}^{-1,57} \Pi^{1,16} \text{Pr}^{1/3}. \quad (3.43)$$

Фізичні параметри конденсату у формулах (3.42) і (3.43) вибираються за температурою насичення  $t_n$ .

Масштабами лінійних розмірів та швидкості є критичний радіус  $R_k$  та умовна швидкість, м/с, зростання конденсованої фази в умовах відведення теплоти фазового переходу теплопровідністю

$$w = \lambda_p \Delta t / r \rho_p R_k. \quad (3.44)$$

Безрозмірне число  $\Pi$  враховує вплив капілярних сил.

Досліди показують, що в умовах крапельної конденсації стікання конденсату з верхньої труби на трубу, розташовану під нею, призводить до незначного зменшення коефіцієнта тепловіддачі. Інтенсивність тепловіддачі в цьому випадку вагомо залежить від домішки газів, що не конденсуються.

**Тепловіддача в процесі конденсації пари із парогазової суміші.** Конденсація парогазових сумішей має особливості. Наявність у парі навіть невеликих домішок повітря або інших газів, що не конденсуються, призводить до різкого зниження коефіцієнта тепловіддачі. Гази, що не конденсуються, поступово накопичуються в паровому просторі; їх парціальний тиск підвищується, а парціальний тиск пари падає. Погіршується також омивання стінки паром та знижується  $\Delta t = t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі в цьому випадку залежить від інтенсивності взаємопов'язаних процесів масо- і теплообміну. Ці процеси визначаються складом парогазової суміші, характером її течії, фізичними властивостями компонентів суміші, тиском, температурою, формою і розмірами поверхні конденсації.

У будь-якому випадку присутність у парі повітря створює додатковий термічний опір перенесення теплоти та маси до поверхні конденсації. Тому в разі використання в теплообмінних апаратах в якості гарячого теплоносія насиченої водяної пари, необхідно періодично видаляти повітря, що не конденсується.

Конденсація пари на стінці може здійснюватися з утворенням крапель або суцільної стікаючої плівки в залежності від кількості пари, що конденсується, на одиниці площі стінки і стану її поверхні. За достатньо великого парціального тиску пари в суміші і змочуванні рідким конденсатом поверхні стінки відбувається плівкова конденсація пари.

*Плівкова конденсація парогазової суміші.* Внаслідок притоку до холодної стінки разом з паром, що конденсується, газу, який не конденсується. біля стінки утворюється

підвищена концентрація газу і знижений парціальний тиск пари за незмінного сумарного тиску суміші.

Товщина плівки конденсату на вертикальній стінці в місці  $x$  від верхньої кромки розраховується за формулою

$$\delta(x) = \sqrt[4]{\frac{4\nu\lambda(T_p - T_{ст})}{g(\rho_p - \rho_n)r}} x. \quad (3.45)$$

Температура конденсації пари  $T_p$  та її відповідний парціальний тиск визначаються з рівняння

$$[\lambda(T_p - T_{ст})]^{0.75} \sqrt[4]{\frac{g(\rho_p - \rho_n)r}{4\nu x}} = \beta_n \frac{rM_n}{R_m T} (p'_n - p''_n) + \alpha_{сум} (T_{сум} - T_p), \quad (3.46)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м К);

$T_p$  і  $T_{ст}$  – температура конденсату і стінки, К;

$\rho_p$ ,  $\rho_n$ , – густина конденсату і пари, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – питома теплота фазового перетворення (питома теплота конденсації пари), кДж/кг;

$\nu$  – кінематична в'язкість конденсату, м<sup>2</sup>/с;

$x$  – відстань довільно обраного перерізу на вертикальній стінці, м;

$\beta_n$  – коефіцієнт масовіддачі пари;

$M_n$  – молекулярна маса пари;

$R_m$  – універсальна газова постійна;

$p'_n$  і  $p''_n$  – відповідно парціальний тиск пари і газів, що не конденсуються;

$\alpha_{сум}$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$T_{сум}$  – температура парогазової суміші, К.

Величини коефіцієнтів масовіддачі і тепловіддачі в цьому виразі визначаються з критеріальних рівнянь.

Коефіцієнт тепловіддачі в будь-якому місці вертикальної стінки, що охолоджується.

$$\alpha_{канд,сум} = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 g(\rho_p - \rho_n)r}{4\nu(T_p - T_{ст})x} \frac{(T_p - T_{ст})}{(T_{сум} - T_{ст})}}. \quad (3.47)$$

Чим нижче парціальний тиск пари  $p'_n$  в суміші, тим менше парціальний тиск пари біля стінки, що охолоджується, тим нижче  $T_p$  і менше коефіцієнт тепловіддачі. Навіть

незначний вміст повітря у водяній парі дуже помітно знижує коефіцієнт тепловіддачі (рис. 3.7).

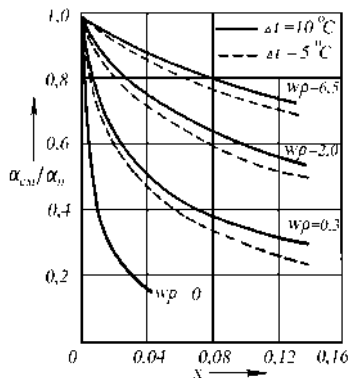


Рисунок 3.7 – Відносний коефіцієнт тепловіддачі паро-повітряної суміші на стінці в залежності від вмісту повітря в суміші для різних масових швидкостей  $w\rho$ , кг/(м<sup>2</sup> с)

У зв'язку з цим в умовах експлуатації теплообмінників з конденсацією пари прагнуть видаляти навіть невелику кількість повітря.

*Крапельна конденсація парогазової суміші.* В умовах невеликого парціального тиску пари в парогазовій суміші і відсутності плівки конденсату на холодній поверхні стінки розрахунок тепловіддачі парогазової суміші за участю конденсації парового компонента на стінці можна проводити, користуючись формулою

$$q = \alpha(T_{\text{сум}}^* - T_{\text{ст}}), \tag{3.48}$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі середовища стінки;

$$T_{\text{сум}}^* = T_{\text{сум}} + \frac{\rho_{\text{п}} E_{\text{п}}}{\rho c_p} - \text{умовна температура парогазової суміші, що включає потенційну}$$

енергію фазового перетворення парового компонента;

$E_{\text{п}}$  – енергія фазового перетворення;

$\rho_{\text{п}}$  – парціальна густина парового компонента;

$\rho c_p$  – об'ємна теплосмність середовища за температури  $T_{\text{сум}}$ .

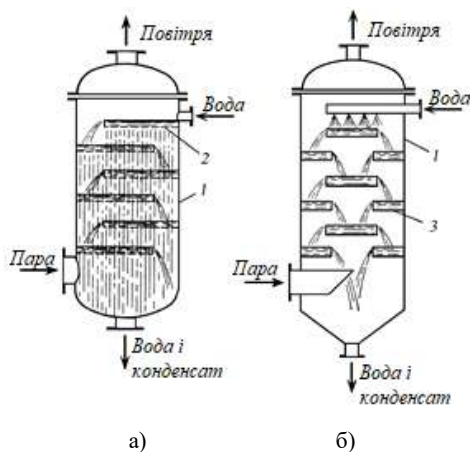
Більш детальну інформацію з розрахунку для розглянутих випадків, а також в залежності від напрямку руху потоку пари можна знайти в спеціальній та довідковій літературі.

### 3.3. Основні типи конденсаторів

За способом охолодження розрізняють конденсатори змішування і поверхневі конденсатори. Опис поверхневих теплообмінних апаратів детально наведено у розділі 2.

**Змішувальні теплообмінні апарати.** Змішувальні теплообмінні апарати, в яких здійснюється конденсація будь-якої пари холодною рідиною, називають конденсаторами змішування. У них передача теплоти від одного теплоносія до іншого відбувається в процесі їх безпосереднього зіткнення і змішування. Для поліпшення теплообміну між водою і паром поверхню контакту між ними збільшують шляхом розподілу води в паровому просторі у вигляді крапель, струмків і т.п.

Залежно від способу відведення води, конденсату і газів, що не конденсуються, конденсатори змішування діляться на мокрі і сухі. У мокрих конденсаторах охолоджувальна вода, конденсат, що утворюється, і несконденсовані гази (повітря) відкачуються з апарату мокро-повітряним насосом спільно. У сухих конденсаторах вода і конденсат виводяться з нижньої частини апарату самопливом по одній трубці, а гази, що не конденсуються, відкачуються окремо вакуум-насосом з верхньої частини апарату.



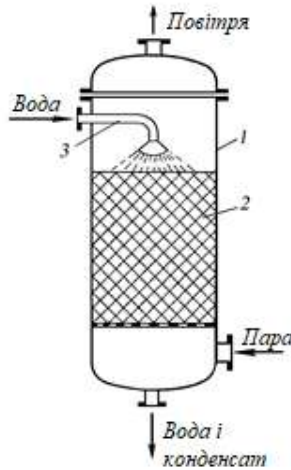
а – сегментні полиці; б – кільцеві полиці; 1 – корпус; 2 – сегментна полиця;  
3 – кільцева полиця

Рисунок 3.8 – Сухий протитечієний полицний барометричний конденсатор

За конструктивним устроєм змішувальні теплообмінні апарати поділяють на *полчкові, насадкові, порожнисті з розбризкувачами охолоджувальної рідини і струменеві.*

Сухий протитечієний полицний барометричний конденсатор з сегментними полицями працює в умовах протитечієного руху охолоджувальної води і пари (рис. 3.8, а). У циліндричний корпус 1 з сегментними полицями 2 знизу через штуцер надходить пара.

Вода для охолодження подається в конденсатор через штуцер, розташований у верхній частині, і перетікає каскадом по полицях 2, що мають невисокі борти. Пара подається через патрубок у нижній частині конденсатора і рухається в апараті протитечею до охолоджуючої води. Після зіткнення з водою пара конденсується.

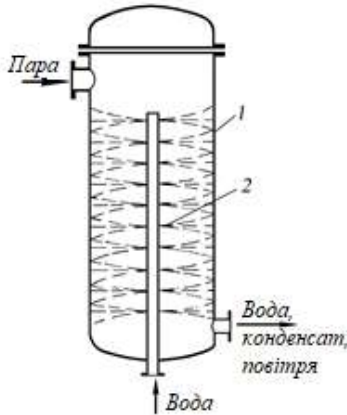


1 – корпус; 2 – насадка; 3 – розподільний пристрій для води  
Рисунок 3.9 – Сухий насадковий конденсатор

Основна маса води витікає через отвори в полиці тонкими струменями. Частина води перетікає через борт на нижчу полицю. Вода і конденсат виводяться з нижньої частини апарату по барометричній трубці, а повітря відсмоктується з верхньої частини. У барометричних конденсаторах іноді замість сегментних полиць застосовуються полиці, що представляють круглі диски і кільця, які чергуються (рис. 3.8, б), а також ситчасті сегментні полиці. Через отвори останніх вода стікає краплями, внаслідок чого збільшується поверхня її контакту з паром, але отвори ситчастих тарілок можуть легко засмічуватися.

У сухому насадковому конденсаторі холодну воду подають через розподільний пристрій 3 у верхній частині апарату (рис. 3.9). Далі вона розтікається по насадці 2, поверхня води значно збільшується. Пара рухається протитечею до води. Вода і конденсат виводяться з нижньої частини апарату, а повітря відсмоктується з верхньої частини.

Порожнисті апарати з розбризкувачами охолоджувальної рідини застосовують для конденсації парів та охолодження газів (рис. 3.10). Мокрий порожнистий конденсатор з розбризкувачем води 2 виконаний у вигляді вертикальної труби з отворами. Холодна вода витікає з отворів у вигляді тонких струменів, що утворюють в апараті суцільну водяну завісу.



1 – корпус; 2 – розбризкувач води  
Рисунок 3.10 – Мокрий конденсатор з розбризкувачем

Пара на конденсацію вводиться у верхню частину апарату. Вода, конденсат і повітря відкачуються разом із нижньої частини апарату мокро-повітряним насосом. Конструктивне оформлення розбризкувачів дуже різноманітне.

### 3.4. Розрахунок конденсаторів

**Поверхневі конденсатори.** Якщо пара, що надходить на конденсацію, є перегрітою, то процес конденсації складається з трьох стадій: охолодження перегрітої пари від початкової температури  $t_{1n}$  до температури насичення  $t_{нас}$ ; конденсації насиченої пари за постійної температури насичення; охолодження конденсату до заданої температури  $t_{1к}$ . Таким чином, загальне теплове навантаження конденсатора  $Q$  являє собою суму кількості теплоти, що віднімається в процесах охолодженні перегрітої пари до температури насичення  $Q'$ , конденсації насичених парів  $Q''$  і охолодження конденсату  $Q'''$ .

$$Q = Q' + Q'' + Q''' \quad (3.49)$$

Позначимо витрату води, що охолоджує  $W$ , її початкову температуру  $t_{2n}$ , кінцеву температуру  $t_{2к}$  і запишемо рівняння теплового балансу

$$Wc_w(t_{2к} - t_{2n}) = Q' + Q'' + Q''' \quad (3.50)$$

Причому

$$Q' = Dc_{п}(t_{1n} - t_{нас}) \quad (3.51)$$

$$Q'' = Dr \quad (3.52)$$

$$Q''' = Dc_k(t_{нас} - t_{1к}), \quad (3.53)$$

де  $D$  – витрата пари, що конденсується;

$c_6, c_n$  і  $c_k$  – питомі теплоємності води, перегрітої пари і конденсату відповідно;

$r$  – питома теплота конденсації насиченої пари.

Поверхня теплообміну конденсатора

$$F = F' + F'' + F''' = \frac{Q'}{K'(\Delta t_{cp})'} + \frac{Q''}{K''(\Delta t_{cp})''} + \frac{Q'''}{K'''(\Delta t_{cp})'''}, \quad (3.54)$$

де  $K'$  – коефіцієнт теплопередачі в процесі охолодження перегрітої пари від її початкової температури  $t_{1n}$  до температури насичення  $t_{нас}$ ;

$K''$  – коефіцієнт теплопередачі в процесі конденсації насиченої пари за постійної температури насичення;

$K'''$  – коефіцієнт теплопередачі в процесі охолодженні конденсату до заданої температури  $t_{1к}$ .

Середня різниця температур становить:

для зони охолодження перегрітої пари

$$(\Delta t_{ср})' = \frac{\Delta t'_6 - \Delta t'_m}{\ln \frac{\Delta t'_6}{\Delta t'_m}}, \quad (3.55)$$

де  $\Delta t'_6 = t_{1n} - t_{2к}$  і  $\Delta t'_m = t_{нас} - t_{x2}$ ,

для зони конденсації

$$(\Delta t_{ср})'' = \frac{\Delta t''_6 - \Delta t''_m}{\ln \frac{\Delta t''_6}{\Delta t''_m}}, \quad (3.56)$$

де  $\Delta t''_6 = t_{нас} - t_{x1}$  і  $\Delta t''_m = t_{нас} - t_{x2}$ ,

для зони охолодження конденсату

$$(\Delta t_{ср})''' = \frac{\Delta t'''_6 - \Delta t'''_m}{\ln \frac{\Delta t'''_6}{\Delta t'''_m}}, \quad (3.57)$$

де  $\Delta t'''_6 = t_{нас} - t_{1к}$  і  $\Delta t'''_m = t_{1к} - t_{2n}$ .

Необхідні для розрахунку середніх різниць температур по зонах граничні температури  $t_{x1}$  і  $t_{x2}$  визначають із рівнянь теплового балансу по воді для крайніх зон:

$$Q' = Wc_b(t_{2к} - t_{x2}) \quad Q'' = Wc_b(t_{x1} - t_{2n}), \quad (3.58)$$

звідки

$$t_{x1} = \frac{Q'''}{Wc_b} + t_{2n} \quad (3.59)$$

$$t_{x2} = t_{2к} - \frac{Q'}{Wc_B}, \quad (3.60)$$

причому

$$W = \frac{Q}{c_B(t_{2к} - t_{2н})}. \quad (3.61)$$

Максимальне розрідження, що досягається в конденсаторі, залежить від витрати води, що охолоджує, і її температури.

**Барометричні конденсатори.** Якщо витрата конденсованої пари становить  $G$ , кг/с, її густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, і швидкість, віднесена до всього перерізу апарату, дорівнює  $w_n$ , м/с, то з рівняння витрати діаметр  $D$ , м, барометричного конденсатора буде

$$D = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho w_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho w_n}}. \quad (3.62)$$

Для залишкового тиску в конденсаторі (0,01 – 0,02 МПа) рекомендується приймати швидкість пари  $w_n = 10 - 15$  м/с.

Витрата охолоджувальної води визначається з рівняння теплового балансу

$$GI_n + Wc_B t_{2н} = (G + W)c_B t_{2к}, \quad (3.63)$$

де  $I_n$  – ентальпія пари;

$W$ ,  $t_{2н}$ ,  $t_{2к}$  – витрата води, її початкова і кінцева температури.

Як випливає з рівняння (3.63),

$$W = G \frac{I_n - c_B t_{2к}}{c_B(t_{2к} - t_{2н})}. \quad (3.64)$$

Для більш повного теплообміну між парою і водою температура останньої на виході з конденсатора повинна бути якомога ближче до температури пари; практично зазначена різниця температур становить не менше ніж 3°C.

Кінцеву температуру води зазвичай перевіряють за прийнятним (за нормальними) числами тарілок та відстані між ними, за зміною температури води від тарілки до тарілки. Такий наближений тепловий розрахунок барометричних конденсаторів наводиться у спеціальній літературі.

Розрахунок барометричної труби зводиться до визначення її діаметра та висоти. Приймають швидкість суміші води та парового конденсату  $w$  у межах 0,5 – 1,0 м/с і знаходять діаметр труби, м, з рівняння витрати

$$d_{тр} = 1,13 \sqrt{\frac{G + W}{w}}. \quad (3.65)$$

Висота труби визначається від нижнього краю корпусу апарату до рівня рідини в барометричній ємності і складається з висоти водяного стовпа  $H_{\text{вак}}$ , що відповідає розрідженню в конденсаторі та необхідної для урівноваження атмосферного тиску висоти  $H_{\text{гидр}}$ , що відповідає напору, який витрачається на подолання гідравлічних опорів у трубі і створення швидкісного напору  $w^2/2g$  води в барометричній трубі. Крім того, висоту труби зазвичай приймають із запасом, рівним 0,5 м, щоб забезпечити безперебійну подачу пари в конденсатор після зменшення в ньому розрідження внаслідок збільшення атмосферного тиску. Таким чином,

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{вак}} + H_{\text{гидр}} + 0,5, \quad (3.66)$$

причому

$$H_{\text{вак}} = 10,33 \frac{B}{760}, \quad (3.67)$$

де  $B$  – розрідження в конденсаторі, мм рт. ст.

Втрату напору визначають залежно від висоти труби  $H_{\text{тр}}$  і з урахуванням прийнятої суми коефіцієнтів місцевих опорів рівною  $\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} = 1,5$ . Звідси

$$H_{\text{гидр}} = \frac{w^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{H_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} + 1,5 \right), \quad (3.68)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Після розрахунку  $H_{\text{тр}}$  за формулою (3.66) прийняту в рівнянні (3.68) величину  $H_{\text{тр}}$  уточнюють методом послідовних наближень.

Кількість повітря і газів, що не конденсуються  $G$ , кг/с, залежить від вмісту їх в парі і від підсмоктування повітря через нещільності у фланцевих з'єднаннях. Повітря і газу, що не конденсуються, з барометричних конденсаторів видаляють через пастку вловлювання бризок вакуум-насосами.

### КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що називається конденсацією? За яких умов відбувається конденсація парів та газів?
2. Які види конденсації Ви знаєте? Дайте їм коротку характеристику.
3. Як розраховується термічний опір передачі теплоти від пари до стінки в умовах плівкової конденсації?
4. Який шар називається кнудсенівським?

5. Який вид має узагальнене рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується?
6. Які критеріальні рівняння використовуються для визначення коефіцієнта тепловіддачі в процесі конденсації пари на вертикальній стінці?
7. Як враховується вплив хвильового руху плівки щодо коефіцієнта тепловіддачі?
8. Яку поправку на хвильову течію слід враховувати? Від чого вона залежить?
9. Як розрахувати середній коефіцієнт тепловіддачі в процесі конденсації чистої нерухомої пари на вертикальній поверхні та змішаній течії плівки конденсату?
10. Як визначити середній по зовнішньому колу горизонтальної труби коефіцієнт тепловіддачі пари, що конденсується, за умови ламінарної течії плівки конденсату?
11. За допомогою якого критеріального рівняння розраховується коефіцієнт тепловіддачі в процесі плівкової конденсації парів, що переміщуються з незначною швидкістю вздовж горизонтальної труби?
12. За допомогою якого критеріального рівняння розраховується коефіцієнт тепловіддачі в процесі плівкової конденсації парів, що переміщуються вздовж вертикальної стінки?
13. Як розрахувати коефіцієнт тепловіддачі для пари, що конденсується на багаторядному пучку?
14. Як форма розташування труб у пучку (шахове або коридорне) впливає на коефіцієнт тепловіддачі для пари, що конденсується на багаторядному пучку?
15. Як розрахувати коефіцієнт тепловіддачі в умовах конденсації пари на похилій поверхні?
16. Як розрахувати коефіцієнт тепловіддачі в умовах плівкової конденсації пари, що рухається всередині труб і ламінарній течії плівки конденсату?
17. Як розрахувати коефіцієнт тепловіддачі в умовах плівкової конденсації пари, що рухається всередині труб і турбулентній течії плівки конденсату?
18. Який механізм тепловіддачі в умовах крапельної конденсації пари?
19. Як розрахувати мінімальний діаметр краплі конденсату, що утворюється, в умовах крапельної конденсації пари?
20. Якими є особливості тепловіддачі в процесі конденсації пари з парогазової суміші?
21. Як розрахувати товщину плівки конденсату на вертикальній стінці в умовах плівкової конденсації парогазової суміші?
22. У яких апаратах здійснюється поверхнева конденсація? Від чого залежить витрата охолоджуючої води?

23. Чим відрізняються мокрі та сухі конденсатори?
24. Чому рівняння Нусельта слід розглядати як наближене?
25. Які теплообмінники за принципом дії належать до змішувальних?
26. Як влаштований та як працює мокрий прямоточний конденсатор? Від чого залежать витрата води, що охолоджує, і об'єм повітря, що відсмоктується з конденсатора?
27. Як влаштований та працює протитечійний сухий конденсатор змішування?
28. Від яких величин залежить висота барометричної труби? У чому її призначення?
29. Як впливає на тепловіддачу розташування поверхонь теплообміну у конденсаторі?
30. Як впливає напрямок руху пари на тепловіддачу?
31. Як впливають домішки газів на тепловіддачу під час конденсації?

## Розділ 4. ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗАМОРОЖУВАННЯ

### 4.1. Вплив низьких температур на життєдіяльність мікроорганізмів

Харчові середовища, що одержують в результаті переробки різних видів сільськогосподарських рослин і тварин, є багатокомпонентними системами, які мають складні хімічні властивості, різноманітні фізико-хімічні характеристики і складну структуру. Групу основних харчових середовищ становлять вода, білки, ліпіди, вуглеводи, макро – і мікроелементи. Вони також містять біологічно активні речовини – вітаміни, ферменти, гормони та інші. Речовини, що входять до складу харчових середовищ, різні за ступенем дисперсності, мають комплекс характеристик, властивих конгломерату колоїдних та істинних розчинів.

Харчові продукти за тривалістю зберігання поділяють на продукти, які в звичайних умовах тривалий час не псуються і ті, які псуються досить швидко. Зниження якості та псування харчових середовищ обумовлені змінами як під дією власних біологічних каталізаторів (тканинних ферментів), окислювальних реакцій з киснем повітря, так і мікробіологічних процесів.

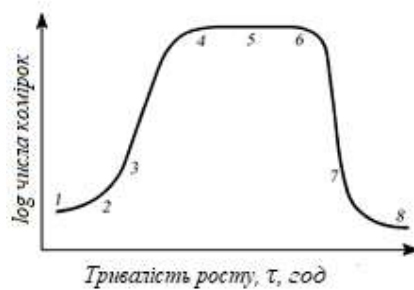
Для захисту продуктів від псування застосовують консервування. З існуючих методів консервування (пастеризація, стерилізація, сушіння, копчення, соління та інші) найбільш ефективна обробка холодом, що найменше змінює початкові властивості продуктів. Зниження температури знижує життєдіяльність мікроорганізмів і активність тканинних ферментів, у результаті сповільнюються як реакції, які протікають у деяких продуктах (автоліз м'яса, дихання і дозрівання плодів тощо), і реакцій, викликаних діяльністю мікроорганізмів.

Залежно від температури і характеру холодильної обробки харчові продукти умовно поділяють на охолоджені з температурою в центрі продукту від 0 до 4 °С і заморожені, що мають температуру нижче мінус 6 °С. Для охолодження продуктів головним фактором, що діє, є низька температура; для заморожування продуктів, крім того, має значення перехід води у твердий стан – обезводнення тканини. Однак вода, що є найважливішим фактором існування та розвитку мікроорганізмів, в процесі заморожування повністю не замерзає. Частина її, що міститься в харчових продуктах, виявляється настільки міцно пов'язаною з твердою речовиною, що не замерзає навіть за дуже низьких температур.

Залежно від відношення мікроорганізмів до температур їх ділять на термо-, мезо- та психрофіли. Термофіли – мікроорганізми, що розвиваються за температур 50 – 75°С. Мезофіли – найпоширеніша група мікроорганізмів, що розвиваються в інтервалі температур 20 – 40°С. Психрофіли здатні існувати за відносно низьких температур (від

плюс 10 до мінус 8°C). Розрізняють факультативні психрофіли, температурний оптимум розвитку яких наближається до температурного оптимуму розвитку мезофіл, і облигатні, здатні розмножуватися тільки за низьких температурах.

Мікроорганізми різною мірою схильні до впливу холоду. Найбільш холодостійкі плісняві гриби та дріжджі. Бактерії гірше переносять холод; в процесі замерзання середовища вони швидко гинуть. Однак, повне вимирання бактерій спостерігається рідко. Відмирання бактерій протікає дуже швидко, якщо середовище, в якому вони живуть, заморожене до твердого стану. Якщо середовище лише переохоложене і перебуває у рідкому стані, відбувається повільне поступове відмирання бактерій.



- 1 – лаг-фаза; 2 – фаза прискорення зростання; 3 – логарифмічна фаза зростання;  
4 – фаза уповільнення; 5 – максимальна стаціонарна фаза; 6 – фаза прискорення загибелі;  
7 – фаза загибелі; 8 – кінцева стаціонарна фаза (фаза адаптації)

Рисунок 4.1 – Крива зростання кількості бактерій

Температура впливає на будь-яку з восьми фаз росту шляхом впливу на реакції, що протікають у клітині, в'язкість і рН внутрішньоклітинної рідини, розчинність газів та ін. (рис. 4.1). Найбільш суттєво температура впливає на тривалість лаг - фази та характер логарифмічної фази зростання мікроорганізмів. Чим нижче температура, тим довша лаг-фаза і більш полого ділянка логарифмічної фази. Тривалість лаг-фази залежить від температури, коли мікроорганізми перебували до початку холодильного зберігання продукту. Якщо раніше мікроорганізми розвивалися за підвищених температур, то в умовах знижених температур лаг - фаза подовжується навіть у психрофілів. Якщо бактерії розмножувалися в умовах низьких температур, перебували в активному стані і попадали в продукт з низькою температурою, то швидко настає логарифмічна фаза зростання. Мікроорганізми, що розвиваються за низьких температур, після потраплення на продукт з вищою температурою, відразу переходять у логарифмічну фазу.

Стійкість мікроорганізмів до негативних температур залежить від трьох факторів: температури, швидкості її зниження та часу дії. Дія негативної температури на

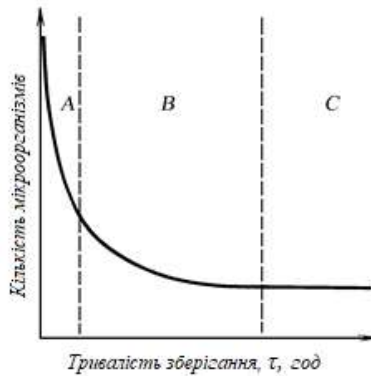
мікроорганізми проявляється у зміні всередині та позаклітинного стану води. Максимальну руйнуючу дію має внутрішньоклітинне утворення льоду. Позаклітинна кристалізація води, а також аморфізація льоду всередині клітин менш згубні. В процесі внутрішньоклітинного утворення льоду відбувається порушення структур плазматичних мембран і клітинних оболонок. Крім того, утворення льоду призводить до підвищення концентрації всередині та позаклітинних розчинів, що веде до денатурації білків та порушення бар'єрів проникності.

Підвищення стійкості клітин до глибокого охолодження досягається шляхом ступінчастого заморожування – спочатку повільного, а потім швидкого до нижчих температур, що пояснюється позаклітинною кристалізацією, що відбувається в умовах попереднього повільного зниження температур.

В процесі замерзання водного розчину змінюється відношення тисків водяної пари переохолодженої води і льоду зі зниженням температури. Переохолоджена вода всередині клітин має більш високий тиск водяної пари і більше вільної енергії, ніж лід, що утворюється поза клітиною. Внаслідок цього зі зниженням температури відбувається зростання кристалів через дифузію парів переохолодженої всередині клітини води, тобто дегідратація клітини, і збільшується концентрація внутрішньоклітинного розчину. В умовах повільного зниження температури та кристалізації рідини поза клітиною може виникнути момент, коли утворення льоду всередині клітини стане неможливим через сильну або повну дегідратацію та високу в'язкість протоплазми. Завдяки цьому, кристалізації рідини всередині клітин мікроорганізмів може не бути. В умовах позаклітинного замерзання відбувається деформація клітин. Так, об'єм дріжджових клітин зменшується на третину.

Ушкодження мікроорганізмів холодом може відбуватися і без утворення льоду. Загибель клітин внаслідок холодового шоку відбувається за дуже швидкого охолодження через низький осмотичний тиск.

Стійкість мікроорганізмів до заморожування залежить не тільки від температури і швидкості заморожування, а й від тривалості перебування в замороженому стані. У процесі відмирання мікроорганізмів під впливом низьких температур число клітин спочатку швидко зменшується в результаті дії заморожування, потім спостерігається уповільнене руйнування мікроорганізмів, і, нарешті, залишається деяка кількість стійких до низьких температур клітин, кількість яких залежить від умов заморожування та індивідуальної резистентності виду. На рис. 4.2 показано три фази відмирання змішаних популяцій мікроорганізмів харчових продуктів. Слід зазначити, що у фазі *B* відбувається селекція мікроорганізмів, найбільш стійких до негативних температур.



A – дія заморожування; B – фаза відмирання під час зберігання; C – фаза збереження мікрофлори, що вижила  
 Рисунок 4.2 – Залежність кількості мікроорганізмів змішаних популяцій від тривалості зберігання у замороженому стані

У середовищах, заморожених до твердого стану, відмирання бактерій також залежить від температури. За температури заморожування від мінус 5 до мінус 12°C відмирання бактерій протікає значно швидше, ніж, наприклад, у зоні температур від мінус 18 до мінус 20°C. Це можна пояснити тим, що за температур мінус 18°C і нижче середовище замерзає значно швидше, ніж за температури мінус 8°C, і біохімічні процеси в клітинах мікроорганізмів швидко припиняються – настає стан анабіозу

Деякі види бактерій за температури мінус 5 – мінус 8°C вимирають майже повністю протягом 10 – 14 місяців і в нормальних умовах вже не розвиваються або розвиваються вкрай слабо; життєдіяльність бактерій інших видів (наприклад, майже всіх спороутворюючих) тільки злегка пригнічується після витримки за зазначеної температури, і в нормальних умовах вони знову починають розвиватися через 5 – 6 днів. Аналогічне явище спостерігається також у цвілевих грибків, більш холодостійких, ніж бактерії.

В умовах заморожування мікроорганізмів зазвичай гине 90 – 99% клітин, але повне відмирання спостерігається дуже рідко. Хворобоотвірні бактерії протягом багатьох годин витримують температуру рідкого повітря (близько мінус 190°C). Не відмирають мікроорганізми і за тривалого впливу низьких температур. Припускають дві взаємопов'язані причини примусового придушення життєдіяльності та відмирання мікроорганізмів: порушення обміну речовин та пошкодження структури клітини.

Поки температура залишається вищою за криоскопічну точку протоплазми, порушення життєдіяльності мікроорганізмів відбувається лише внаслідок зміни температури. Воно призводить до гальмування всіх процесів обміну речовин, порушення

нормального співвідношення швидкостей цих процесів.

Якщо температура нижче криоскопічної точки протоплазми, її дія погіршується вимерзанням води у навколишньому середовищі та у самій клітині. *Кріоскопічна температура* – це температура, за якої виділяються кристали льоду з тканинних соків, тобто це температура, за якої починається виділення твердої фази. Крім зміни температури, на клітину впливає зневоднення середовища та протоплазми, підвищена концентрація незамерзлої рідкої фази, перенесення вологи всередині самої клітини і з клітини у зовнішнє середовище у зв'язку з утворенням кристалів льоду і, нарешті, механічний вплив кристалів. Всі ці фактори залежать не тільки від температури, а й від механізму кристалоутворення.

Збереження якості продуктів в умовах холодильного зберігання значною мірою залежить від початкової мікробної забрудненості продуктів, а також від санітарного стану холодильних камер. Мікробіальне псування продуктів в умовах холодильного зберігання викликають переважно плісняві гриби. Потрапляючи на продукт і розвиваючись на ньому, цвілі не тільки погіршують товарний вид продукту, але і викликають його псування під дією ферментів, що виділяються. Особливо це стосується зберігання охолоджених продуктів. Зростання більшості цвілей припиняється за температури мінус 9°C. Але в умовах підвищення температури або після розморожування продуктів їхня життєдіяльність відновлюється. Тому в процесі зберігання необхідний мікробіологічний контроль, який дозволяє своєчасно виявити ступінь зараженості камер пліснявами та вжити відповідних заходів. Крім того, необхідний постійний контроль за дотриманням санітарних правил та технологічних інструкцій.

В умовах дії низької температури не тільки затримується розвиток і розмноження мікроорганізмів, а й загальмовуються всі біохімічні процеси, що відбуваються в продукті під впливом мікроорганізмів і тканинних ферментів, що викликають його псування. Діяльність ферментів в процесі заморожування повністю не припиняється. Ферменти не руйнуються навіть за температури мінус 79°C. Втрата активності ферментів спостерігається після багаторазового заморожування та розморожування. Швидкість ферментативних процесів у період зберігання залежить від швидкості заморожування продукту. У м'ясі, замороженому швидким способом, ферментативні процеси протікають інтенсивніше, ніж у м'ясі, замороженому повільно. Це можна пояснити більш рівномірним у швидкозамороженому м'ясі розподілом вологи і меншими розмірами кристалів.

У харчовій технології застосовують такі процеси холодильної обробки продуктів: охолодження, підморожування, заморожування, холодильне зберігання, отеплення та розморожування.

Підморожені продукти мають температуру нижче точки замерзання на 2 – 3°C, але

вони ще не мають тієї твердості, яка властива замороженому продукту. У підморожених продуктах вплив мікробіологічного та ферментативного факторів дещо менший, ніж у охолоджених, тому термін їх зберігання більш тривалий.

Морожені продукти характеризуються температурою в товщі не вище за мінус 8°C, їм характерна певна твердість, властива водному льоду. За температури зберігання мінус 12°C і нижче в таких продуктах мікробіологічні процеси припиняються, хоча тривають окиснювальні процеси жиру, які уповільнюються за температури нижче мінус 18°C. Заморожування застосовують у тих випадках, коли необхідно зберегти продукти на більш тривалій термін, ніж це можливо для охолоджених та підморожених продуктів.

Розморожуванням називається штучне підвищення температури продуктів, коли починається процес, зворотний до заморожування. Температура продуктів в процесі розморожування вище 0°C, кристали льоду плавляться і тканини поглинають значну кількість вологи. Процес розморожування не ідентичний процесу отеплення – процесу, зворотному охолодженню. В процесі розморожування необхідно прагнути максимальної оборотності властивостей продуктів.

Холод уповільнює, але не виключає повністю біохімічних процесів, що викликають зміну якості продуктів та їх псування. У процесі охолодження та заморожування життєдіяльність мікроорганізмів пригнічується, і частина їх відмирає, проте стерильність продуктів у цьому випадку не забезпечується. Підморожування і особливо заморожування змінюють структуру та властивості продукту, тому для практичних цілей холодильної технології найбільш важлива оборотність дії низьких температур, що застосовуються для збереження продуктів, що швидко псуються. Охолодження до криоскопічної температури не змінює структури продуктів, тому такі продукти не відрізняються від свіжих.

#### **4.2. Охолоджуючі середовища**

Охолоджуючим називається середовище, що має нижчу температуру, ніж тіло, що віддає або сприймає теплоту. Воно не тільки сприяє зниженню температури тіла, але і здійснює різноманітний вплив на нього, викликаючи різні зміни.

Охолоджуючі середовища бувають газоподібними (повітря, вуглекислий газ, азот), рідкими (холодна вода, розсіл, водні розчини етиленгліколю або пропіленгліколю) і твердими (лід, сніг). Іноді холодильна обробка та зберігання відбуваються в неоднорідному середовищі (лід, що тане, льодосоляна суміш). В останні роки широко застосовують для охолодження тушок птиці холодну (крижану) воду. Лід або сніг використовують для охолодження таких продуктів, як риба, деякі овочі та зелень.

**Газоподібне середовище.** В якості охолоджувального газового середовища використовують атмосферне повітря, вуглекислий газ і азот. Найчастіше охолоджувальним середовищем служить повітря. Щоправда, охолодження у повітрі протікає менш інтенсивно, ніж, наприклад, у рідкому середовищі. Крім того, за дефіциту вологи в повітрі охолодження в ньому супроводжується випарюванням вологи з поверхні продуктів, а отже, втратою їхньої маси. Повітря не має запаху і не надає хімічного впливу на більшість продуктів, якщо не вважати окислювальної дії кисню, що міститься в повітрі, на жири. Для інтенсифікації охолодження повітря застосовують різні способи. У першу чергу підвищують швидкість його руху і збільшують перепад температур між повітрям і продуктом, що охолоджується.

Атмосферне повітря – це механічна суміш газів (78 % азоту, близько 21 % кисню та у невеликій кількості аргон, вуглекислий газ, неон, криптон, гелій та водень, що становлять менше 1 %). У повітрі завжди знаходиться водяна пара. Суміш сухого повітря з водяною парою називається вологим повітрям. Вологість повітря залежить від насичення його водяними парами. Ступінь насичення повітря водяними парами виражається відносною вологістю і вмістом вологи.

Від температури повітря залежить тривалість зберігання продуктів, що швидко псуються, і проведення процесу охолодження і заморожування. Підтримання певної температури повітря в холодильній камері забезпечує відповідний вологий режим у ній. Більш низька температура повітря в камерах зберігання дозволяє підтримувати більш високу вологість повітря, не побоюючись посилення розвитку мікроорганізмів.

На процес обміну вологою між продуктами та навколишнім повітрям значно впливає швидкість руху повітря. Підвищена швидкість руху повітря посилює процес теплообміну між охолоджуванним продуктом і повітрям, завдяки чому скорочується час охолодження і зменшується тривалість термічної обробки продукту.

З поверхні охолоджених або заморожених продуктів відбувається випаровування, тому що парціальний тиск пари над продуктом, що має більш високу температуру, ніж повітря, виявляється вище парціального тиску водяної пари в повітрі камери, що порушує баланс вологи. Масова частка вологи, що втрачається продуктами в процесі зберігання, визначається рівнянням поверхневого випаровування вологи

$$\Delta G = \beta_{np} F_{np} (P''_{np} - P'_k), \quad (4.1)$$

де  $\beta_{np}$  – коефіцієнт випаровування з поверхні продуктів, кг/(м<sup>2</sup>с Па);

$F_{np}$  – площа поверхні продукту, м<sup>2</sup>;

$P''_{np}$  – парціальний тиск насиченої водяної пари в шарі повітря над поверхнею продукту, Па;

$P'_k$  – парціальний тиск водяної пари у повітрі камери, Па.

Якщо відносна вологість повітря камери  $\varphi_k$  є відношенням парціальних тисків, тобто

$$\varphi_k = P'_k / P''_k . \quad (4.2)$$

де  $P''_k$  – парціальний тиск водяної пари в повітрі камери за умови повного насичення, Па.

Підставивши (4.2) до рівняння (4.1), отримаємо

$$\Delta G = \beta_{np} F_{np} (P'_{np} - \varphi_k P''_k) \quad (4.3)$$

З рівняння (4.3) випливає, що чим більша величина відносної вологості повітря камери і чим нижче температура поверхні продукту, тим менше випаровування вологи з поверхні продукту.

Баланс вологи у холодильній камері зберігання продуктів дорівнює

$$\Delta G + W = W_k , \quad (4.4)$$

де  $W$  – прихід вологи від огорож, людей, що знаходяться в камері, та інш, кг/год;

$W_k$  – масова кількість вологи, що конденсується на поверхні охолоджувальних приладів, кг/год.

**Рідке середовище.** Як рідке середовище, що застосовується для охолодження продуктів, використовують холодну воду і слабкі сольові розчини; для заморожування – водні розчини солей досить високої концентрації (розсоли – водні розчини хлористого натрію, магнію, кальцію) і водні розчини етиленгліколю або пропіленгліколю.

Розчин хлористого натрію застосовують для отримання температур до мінус 16 °С; хлористого кальцію для більш низьких температур. Для ще нижчих температур використовують органічні речовини, головним чином, водний розчин етиленгліколю ( $HOCH_2CH_2OH$ ) з евтектичною температурою близько мінус 72 °С і фреон-11 ( $CFCl_3$ ) з температурою замерзання мінус 111 °С.

Рідке середовище має більшу теплопровідність і теплоємність, ніж газоподібне. Коефіцієнт тепловіддачі від продукту до рідкого середовища  $\alpha$  приблизно в 20 разів вище в порівнянні з газоподібним середовищем за однакових умов. Збільшення швидкості руху рідкого середовища сприяє підвищенню коефіцієнта тепловіддачі. Використання рідкого середовища значно скорочує тривалість холодильної обробки.

Чисту воду використовують лише для охолодження продуктів до температури 0°С. Щоб довести температуру продуктів у рідкому середовищі нижче за мінус 1°С, застосовують розчини різних солей – розсоли.

Водні розчини різних концентрованих солей завжди замерзають за нижчої

температури, ніж чиста вода, оскільки тиск насиченої пари розчинника над розчином завжди менше, ніж над чистим розчинником. Зі збільшенням концентрації розчиненої речовини знижується тиск  $P_i$  його парів над розчином. У розведених розчинах, якщо не відбувається електролітичної дисоціації, зниження температури замерзання  $\Delta t_z$  пропорційне концентрації розчиненої речовини  $c$

$$\Delta t_z = cK_{кр}, \quad (4.5)$$

де  $c$  – концентрація розчиненої речовини в молях на 1 кг розчину;

$K_{кр}$  – мольне зниження температури розчинника за криоскопічної постійної розчину ( $K_{кр}$  характерна для даного розчину і не залежить від природи розчиненої речовини);

$$K_{кр} = 10^{-3} RT_{ч.р} / r, \quad (4.6)$$

де  $R$  – газова постійна;

$T_{ч.р}$  – абсолютна температура замерзання чистого розчинника, °С;

$r$  – теплота плавлення, кДж/кг.

Для охолодження розсолем продукти занурюють у нього чи зрошують ним. У ряді випадків перед охолодженням продукт укладають у вологонепроникну оболонку. Таке охолодження називають безконтактним. Відповідно охолодження в рідкому середовищі без оболонки називають контактним. Охолодження в рідких середовищах відбувається інтенсивніше, ніж у повітрі, тому що коефіцієнт тепловіддачі до рідини набагато вищий, ніж до повітря. Але в процесі охолодження у рідині продукт втрачає свій зовнішній вигляд, просолоється, набухає. В умовах безконтактного охолодження в цьому середовищі знижується тепловіддача і ускладнюється технологічний процес.

**Тверде середовище.** Як тверде охолоджувальне середовище застосовують водний лід, суміш льоду і солі, тверду вуглекислоту (сухий лід). Водний лід готують із чистої води, а в деяких випадках з додаванням антибіотиків (біоміцину, хлортетрацикліну та інш.).

Застосування льодосоляної суміші дозволяє прискорювати не тільки охолодження, а й заморожування продуктів. Контактне заморожування в льодосоляній суміші таких продуктів, як, наприклад, риба характеризується трьома факторами: безпосереднім контактом між продуктом і льодом (тверде середовище), холодним сольовим розчином, що утворюється від танення льодосоляної суміші (рідке середовище), і повітряними бульбашками і льодосоляною сумішню, прилеглими до поверхні продукту (газове середовище).

Тверда вуглекислота (сухий лід) має істотну перевагу перед водним льодом: холодопродуктивність його на одиницю ваги в 1,9, а на одиницю об'єму в 2,9 рази більше.

Сухий лід широко застосовують як холодильний агент для зберігання, транспортування та продажу морозива.

В якості тепло-передаючого твердого середовища використовують різні метали, з якими продукти безпосередньо стикаються в процесі холодильної обробки. Метал як тепло-передавальне середовище характеризується високими тепловими показниками і застосовується в морозильних апаратах швидкого блочного заморожування для контактного способу холодильної обробки продуктів. Метали, торкаючись харчових продуктів у процесі холодильної обробки, не повинні вступати з ними в хімічні реакції. Для передачі теплоти в холодильній техніці найбільш поширені сталь, мідь, алюміній і алюмінієві сплави.

### 4.3. Холодильні агенти

**Холодильні агенти** Речовини, що застосовуються як робоче тіло для здійснення холодильних циклів, називають холодильними агентами, які не повинні бути горючими, вибухонебезпечними, мати хімічну стійкість і інертність по відношенню до металів і мастил, добре розчиняти воду, і бути недорогими, нешкідливими для здоров'я людини і мати певні фізичні і термодинамічні властивості (температур кипіння, критична температура і температура замерзання, густина і теплопередаючі властивості та ін.).

За нормального атмосферного тиску холодильний агент повинен мати досить низьку температуру кипіння, щоб в умовах роботи холодильної машини не було розрідження у випарнику. Робоча речовина за температур конденсації не повинна мати високих тисків, що вимагає великої міцності машини і збільшує її масу та підвищує вартість.

Критична температура холодильного агенту повинна бути вищою за температуру охолоджувальної води або повітря в конденсаторах холодильних машин. Чим вище критична температура холодильного агенту, тим менше утворюється пари в процесі дроселювання його в регулюючому вентилі. Температура замерзання холодильного агента, навпаки, повинна бути якомога нижчою, щоб виключити небезпеку його замерзання у випарнику за заданих температур кипіння. Від густини холодильного агенту залежить гідравлічний опір його руху. Чим більша густина речовини, тим більший гідравлічний опір. Теплопередавальні властивості холодильного агенту характеризуються коефіцієнтами тепловіддачі та теплопровідності, від яких залежить ефективність роботи теплообмінних апаратів. Цим вимогам більшою мірою відповідають аміак  $NH_3$  та фреони.

Фреони – це велика група речовин, що є фтористими і хлористими похідними насичених вуглеводнів. Особливо багато похідних метану та етану, до них відносяться

дифтордихлорметан  $CF_2Cl_2$ , трифтормонохлорметан  $CF_3Cl$ , дифтормонохлорметан  $CHF_2Cl$ , дифтормонохлоретан  $C_2H_3F_2Cl$  та інші.

Через різноманітність фреонів та їх складну назву кожен холодильний агент залежно від його хімічної формули має своє числове позначення. Перед позначенням холодильного агенту рекомендується писати слово *Refrigerant* або літеру *R*, наприклад *R22* і т.д. *Ф-22* і т. д. Остання цифра дорівнює числу атомів фтору в молекулі даного холодильного агенту. Передостанню цифру беруть на одиницю більше числа атомів водню в молекулі, а третю цифру від кінця – на одиницю менше числа атомів вуглецю в молекулі. Для похідних метану третя цифра від кінця дорівнює нулю, тому вони мають двоцифрові числові позначення.

За фізіологічними властивостями найбільш шкідливим із холодильних агентів є аміак. Він має різкий задушливий запах, викликає подразнення слизової оболонки очей і верхніх дихальних шляхів.

Фреони в невеликих кількостях практично нешкідливі для здоров'я людини і не мають запаху. В умовах сильних витоків починає відчуватися запах. За дуже великих концентрацій (більше 30% за об'ємом) вони можуть викликати задуху через нестачу в повітрі кисню. Шкідливу дію фреони можуть чинити тільки внаслідок зіткнення з відкритим полум'ям або з гарячими поверхнями. В умовах високих температур (для фреону-12 вище 400°C, для фреону-22 вище 550°C відбувається розкладання їх з утворенням хлористого і фтористого водню і невеликих кількостей отруйного газу – фосгену. Тому в приміщеннях фреонових установок забороняється користуватися джерелами відкритого вогню, курити, розташовувати електронагрівальні прилади.

У пожежному відношенні найбільш небезпечний аміак. Повітряно-аміачні суміші, що містять аміак від 16,5 до 26,8% за об'ємом, вибухають під час зіткнення з відкритим полум'ям.

Фреон-12 і фреон-13 зовсім не спалахують і невибухонебезпечні. Фреон-22 практично теж вважається безпечним у пожежному відношенні. Фреон-142 за умови вмісту в повітрі 10,6 і 15,1% за об'ємом утворює вибухонебезпечну суміш.

Фреон-12 має хорошу взаємну розчинність з маслом, утворюючи однорідну суміш. Концентрації олії та фреону в рідкій фазі цієї суміші залежать від її температури та тиску, що має велике практичне значення для змащування фреонових машин. Фреон-22 розчиняється в олії лише частково. Воду добре розчиняє аміак і дуже погано фреони, особливо фреон-12.

Фреон-22 розчиняє воду у вісім разів більше, ніж фреон-12, однак і ця розчинність недостатня. Не допускається вміст вологи у фреоні-12 більше 0,0006% і у фреоні-22 більше

0,0025% по масі через можливе утворення в регулюючих вентилях крижаних пробок.

Негативними властивостями фреонів є дуже велика текучість (вони легко проникають через найменші нещільності у з'єднаннях і навіть через пори металів); підвищена густина; відносно низькі коефіцієнти тепловіддачі. Фреони розчиняють звичайну гуму.

Фреони не впливають на смак, запах, колір і склад більшості харчових продуктів. Для зниження величини гідравлічних опорів, обумовлених великою густиною фреонів, ставлять трубопроводи і клапани більших прохідних перерізів, що забезпечує невеликі швидкості руху холодильного агенту. Відповідно до цього діаметри трубопроводів машин, що працюють, наприклад, на фреоні-12, повинні бути приблизно в 2 рази більше діаметрів трубопроводів аміачних машин такої ж холодопродуктивності. Недостатньо високі теплопередавальні властивості фреонів значною мірою компенсуються збільшенням робочої поверхні теплообмінних апаратів шляхом ребріння труб.

В останні роки як робочі речовини холодильних машин стали застосовувати також *азеотропні суміші*, що складаються з двох різних компонентів. За своїми властивостями ці суміші відрізняються від властивостей компонентів, що їх складають. Азеотропну суміш, що складається з 48,8% фреону-22 за масою та 51,2% фреону-115, називають фреон-502. Суміш невибухонебезпечна, нешкідлива для здоров'я людини, за рівнем токсичності рівноцінна фреону-12, має хороші термодинамічні властивості та енергетичні показники. Нормальна температура кипіння суміші дорівнює мінус 45,6 °С, тоді як її окремі компоненти мають вищі температури кипіння.

#### **4.4. Охолодження харчових продуктів**

*Охолодженням* називають процес зниження температури тіла, що охолоджується, за допомогою теплообміну з навколишнім середовищем і, яке не супроводжується утворенням льоду. Кінцева температура охолоджених продуктів знаходиться зазвичай у межах 0 – 4°C, тобто в товщі охолоджених продуктів температура повинна бути близькою до точки замерзання, але не нижче її. Деякі продукти охолоджують і до нижчої температури. Наприклад, яйця, окремі види плодів охолоджують до температури на 1 – 3°C нижче їх точки замерзання і зберігають у переохолодженому стані.

Процес охолодження має відбуватися якнайшвидше для забезпечення ефективного гальмування біохімічних, мікробіологічних та інших процесів. Інтенсифікація охолодження сприяє подовженню термінів зберігання, зниженню природних втрат харчових продуктів і зменшенню виробничих площ холодильних камер. На умови охолодження харчових продуктів впливає внутрішня неоднорідність продукту, складність форми, екзотермічність

біохімічних процесів у продукті, зміна теплофізичних властивостей, випаровування вологи та інш. Складність форми м'ясних туш і напівтуш великої рогатої худоби та свиней враховується емпіричними залежностями, що зв'язують масу тіла з його основними розмірами та площею всієї її поверхні

$$\delta = A\sqrt[3]{G}, \quad l = B\sqrt[3]{G}, \quad F = CG + D, \quad (4.7)$$

де  $G$  – маса туші, кг;

$\delta$  – товщина стегна, м;

$l$  – довжина туші, м;

$F$  – площа поверхні туші, м<sup>2</sup>;

$A, B, C$  та  $D$  – емпіричні коефіцієнти, чисельні значення яких такі:

Види туш	$A$	$B$	$C$	$D$
Яловича масою 100 – 300 кг	0,047	0,518	0,017	2,150
Свиняча масою 50 – 100 кг	0,048	0,480	0,015	1,200
Свиняча масою 50 – 100 кг	0,044	0,480	0,011	1,600
Бараняча масою 10 – 30 кг	-	-	0,037	0,636

**Тепло- та масообмін в процесах охолодження харчових продуктів.** Охолодження продуктів підпорядковується закону Фур'є теплопровідності твердих тіл в умовах нестационарного режиму і наступних припущеннях: в тілі, що охолоджується, не повинно бути внутрішніх джерел теплоти; теплофізичні властивості тіла не змінюються під час його охолодження; температура охолоджуючого середовища та коефіцієнт тепловіддачі на поверхні тіла постійні. Вважають, що спочатку охолоджуються поверхневі шари, а потім охолодження поступово поширюється вглиб тіла. Випаровування вологи з поверхні продуктів, що охолоджуються в повітрі, слід враховувати, тому що вплив випаровування на хід охолодження може бути значним.

Через деякий час, що відповідає тривалості охолодження продукту, температура всіх частин тіла вирівнюється і стає рівною температурі зовнішнього середовища  $t_o$ . Характер зміни температур на поверхні тіла і всередині його показаний на діаграмі (рис. 4.3).

Якщо ж врахувати внутрішні тепловиділення продукту та тепловий ефект випаровування – конденсації в процесі охолодження продуктів, то загальну кількість теплоти для охолодження продуктів у повітрі можна виразити формулою

$$Q = G[c(t_n - t_k) + q + g(L_k - L_u)], \quad (4.8)$$

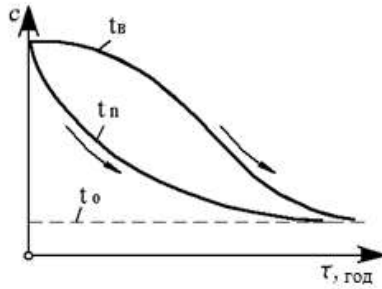
де  $q$  – внутрішнє тепловиділення одиниці маси продукту за весь період охолодження, кДж/кг;

$g$  – відносна втрата вологи продуктом (усушка)  $g = G_W / G$ , кг;

$L_k, L_u$  – питома теплота конденсації та випаровування, кДж/кг.

Однак у формулі (4.8) не враховано додаткові експлуатаційні притоки теплоти в камеру через охолодження, двері, від працюючих людей та інш.

Процес охолодження можна розглядати у трьох стадіях: перша – стадія неупорядкованого режиму; друга – регулярний режим і третя – теплова рівновага між тілом, що охолоджується, і середовищем.



$t_o$  – температура середовища, °C;  $t_n$  – температура поверхні продукту, °C;  
 $t_e$  – температура всередині продукту, °C

Рисунок 4.3 – Динаміка зміни температури всередині та на поверхні продукту в процесі охолодження

В умовах охолодження харчових продуктів стадія регулярного режиму завжди переважає за тривалістю над стадією неупорядкованого. Це переважання тим значніше, чим більше теплопровідність охолоджуваного тіла і коефіцієнт тепловіддачі на його поверхні і менше визначальний розмір тіла.

Загальна тривалість охолодження продуктів, год, дорівнює

$$\tau = \frac{1}{m} \ln \frac{t_n - t_o}{t - t_o} + \tau', \quad (4.9)$$

де  $m$  – коефіцієнт пропорційності (темп охолодження), год<sup>-1</sup>;

$t_o$  – температура середовища, °C;

$t_n$ ,  $t$  – початкова температура продукту в будь-якій точці і температура тієї ж точки,

через годину від початку регулярного режиму охолодження, °C;

$\tau'$  – тривалість стадії неупорядкованого режиму охолодження продукту, год.

Сенс другого доданку  $\tau'$  пояснюється на рис. 4.4, де показаний початковий період процесу простого охолодження. Лінія 1–2–3 представляє дійсну зміну температури в центрі тіла, що охолоджується, а лінія 4–3 відповідає розрахунковій зміні температури. Відрізок I відповідає інтервалу часу від початку охолодження, поки дійсна і розрахункова температурні криві не збігаються. Відрізок II показує інтервал часу від початку охолодження до перетину розрахункової температурної кривої з ординатою, що зображує

початкову температуру продукту  $\tau'$  і є другим доданком у формулі (4.9).

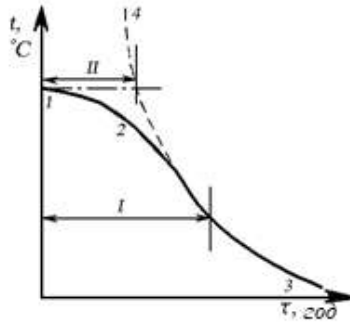


Рисунок 4.4 – Зниження температури тіла у початковому періоді простого охолодження

Темп охолодження  $m$ , або коефіцієнт пропорційності, що входить у формулу (4.9), є характеристикою швидкості процесу і залежить від форми, розмірів, температуропровідності охолоджуваного тіла, а також від коефіцієнта тепловіддачі на поверхні тіла. Запропоновано формулу, що дозволяє обчислити темп охолодження для напівтуш великої рогатої худоби в умовах охолодження в повітрі,

$$m = \left( \frac{15,93}{\delta} - 0,47 \right) = \left( \frac{13,24}{\delta} - 0,41 \right) e^{-0,197v}, \quad (4.10)$$

де  $\delta$  – товщина стегна, см;

$v$  – швидкість руху повітря, м/с.

Використовуючи температурні криві охолодження м'яса та з огляду на вплив форми м'яса на його охолодження, отримано залежність темпу охолодження від критерію  $Bi$ , починаючи з  $Bi > 0,8$ . Причому темп охолодження наближається до постійного значення коли  $Bi \rightarrow \infty$ .

$$m = A \frac{a_M}{\delta^2} \left( \frac{Bi}{Bi + 1} \right)^2, \quad (4.11)$$

де  $A$  – емпіричний множник (для яловичини – 18,35, для свинини – 17,18);

$a_M$  – температуропровідність м'яса, м<sup>2</sup>/с,

$\delta$  – товщина стегна напівтуші, м;

$Bi = a\delta / 2\lambda_M$  – критерій Біо;

$\lambda_M$  – теплопровідність м'яса, кДж/(м<sup>2</sup> с К).

Для практичних розрахунків запропоновано використовувати такі формули тривалості охолодження різних за формою тіл:

для пластини

$$\tau = \frac{2,3}{2,5a} l \left( l + 2,4 \frac{\lambda}{\alpha} \right) \lg \frac{t_n - t_o}{t_y - t_o} + \frac{2,3 \cdot 0,11}{2,5a} l^2 \frac{l + 2,4\lambda / \alpha}{l + 1,3\lambda / \alpha}, \quad (4.12)$$

для бруска

$$\tau = \frac{2,3}{5a} l \left( l + 2,4 \frac{\lambda}{\alpha} \right) \lg \frac{t_n - t_o}{t_y - t_o} + \frac{2,3 \cdot 0,11}{2,5a} l^2 \frac{l + 2,4\lambda / \alpha}{l + 1,3\lambda / \alpha}, \quad (4.13)$$

для куба

$$\tau = \frac{2,3}{7,5a} l \left( l + 2,4 \frac{\lambda}{\alpha} \right) \lg \frac{t_n - t_o}{t_y - t_o} + \frac{2,3 \cdot 0,11}{2,5a} l^2 \frac{l + 2,4\lambda / \alpha}{l + 1,3\lambda / \alpha}, \quad (4.14)$$

для циліндра

$$\tau = \frac{2,3}{6,0a} l \left( l + 2,85 \frac{\lambda}{\alpha} \right) \lg \frac{t_n - t_o}{t_y - t_o} + \frac{2,3 \cdot 0,22}{6,0a} l^2 \frac{l + 2,85\lambda / \alpha}{l + 1,7\lambda / \alpha}, \quad (4.15)$$

для кулі (сферичного тіла)

$$\tau = \frac{2,3}{10,3a} l \left( l + 3,2 \frac{\lambda}{\alpha} \right) \lg \frac{t_n - t_o}{t_y - t_o} + \frac{2,3 \cdot 0,33}{10,3a} l^2 \frac{l + 3,2\lambda / \alpha}{l + 2,1\lambda / \alpha}, \quad (4.16)$$

де  $t_n, t_y, t_o$  – початкова температура тіла, у центрі тіла та охолоджуючого середовища, °С;

$a$  – температуропровідність тіла, м<sup>2</sup>/с;

$l$  – лінійний розмір тіла, м;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, кДж/(м с К);

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, кДж/(м<sup>2</sup> с К).

Запропоновано узагальнююче рівняння для визначення тривалості процесу охолодження харчових продуктів різної геометричної форми

$$\tau = -A \frac{R^2}{a} \left[ \left( \frac{2,3}{Bi} + 0,8 \right) \lg \frac{t_\tau - t_o}{t_n - t_o} - 0,12 \right], \quad (4.17)$$

де  $A$  – емпіричний множник, що залежить від форми продукту (для продуктів у вигляді пластин –  $A = 1$ ; у вигляді циліндра –  $A = 1/2$ , у вигляді кулі –  $A = 1/3$ );

$R$  – відстань від поверхні до середини продукту (половина товщини пластини, радіус циліндра або кулі), мм;

$a$  – коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/с;

$Bi = \frac{\alpha}{\lambda} R$  – критерій Біо;

$t_\tau$  – температура в центрі продукту після закінчення часу  $\tau$ , °С;

$t_n, t_o$  – початкова температура продукту та температура охолоджуючого середовища, °С.

Рівняння (4.17) за точністю результатів не поступається аналітичним рівнянням (4.12 – 4.16) для різних форм тіл, але значно простіше їх.

Процес теплообміну в процесі охолодження харчових продуктів суттєво ускладнюється, якщо охолодження супроводжується випаровуванням вологи. В умовах прямого контакту вологого продукту, що охолоджується, з повітряним середовищем волога з поверхні випаровується, проте під дією градієнта вологості, що виникає в продукті завдяки поверхневому випаровуванню, відбувається також міграція вологи з внутрішніх шарів до поверхні продукту, і тоді випаровування триває протягом усього часу охолодження. Поверхнєве випаровування супроводжується відведенням теплоти від охолоджуваного тіла і, отже, прискорює процес охолодження.

Теплообмін між поверхнею тіла та зовнішнім середовищем здійснюється шляхом конвекції, радіації та випаровування. Загальна кількість вологи, що випарувалася, з продукту в процесі охолодження тим більша, чим більша поверхня продукту, коефіцієнт тепловіддачі, різниця температур і тривалість охолодження. Усихання продуктів прагнуть зменшити, прискорюючи процес охолодження та застосовуючи захисні плівкові упаковки.

Вивчення закономірностей тепло- і вологообміну в процесі охолодження будь-яких рослинних продуктів, що випаровують вологу, дозволило зробити висновки, перш за все для плодів і овочів, що характеризуються малими геометричними розмірами і великою питомою поверхнею. Всі наведені нижче залежності відносяться до випадку, коли тепло відводиться, головним чином, конвективним шляхом, тому що радіаційний теплообмін і зовнішня теплопровідність незначні.

Загальна кількість теплоти, що відводиться від продукту за період охолодження, виражається рівнянням

$$Q_{\text{заг}} = \alpha F \Delta t_n \tau + \beta F \varepsilon_F \Delta c_n \tau r, \quad (4.18)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, кДж/(м<sup>2</sup> с К),

$F$  – площа поверхні продукту, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_n$  – середній логарифмічна різниця температур на межі продукт – повітря, °С;

$\tau$  – тривалість охолодження, год;

$\beta$  – коефіцієнт масообміну;

$\varepsilon_F$  – масообмінна характеристика продукту, що є частиною поверхні, через яку випаровується волога;

$\Delta c_n$  – середній логарифмічний перепад концентрацій водяної пари на межі продукт-повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – питома теплота випаровування води, кДж/кг.

Кількість вологи, що втрачається продуктом за період охолодження, визначається рівнянням

$$G_W = \beta F \varepsilon_F \Delta C_d \tau . \quad (4.19)$$

Розділивши загальну кількість теплоти, що відводиться від продукту, на кількість вологи, що втрачається за період охолодження, отримують загальну характеристику процесу охолодження

$$\varepsilon_\kappa = \frac{Q_{зад}}{G_W} = \frac{\alpha}{\beta} \frac{1}{\varepsilon_F} M + r , \quad (4.20)$$

де  $\varepsilon_\kappa$  –характеристика процесу охолодження продукту, що показує, яка кількість теплоти, що відводиться в процесі охолодження продукту, припадає на 1 кг вологи, що випаровується.

Це рівняння дозволяє відкрити основні закономірності вологообміну в процесі охолодженні рослинної сировини, а також може бути використане для дослідного визначення масообмінних характеристик продуктів.

Зіставляючи чисельні значення , можна робити висновки про відносну величину виділення вологи із продуктів за різних режимів охолодження.

**Технологія охолодження харчових продуктів.** В процесі охолодження харчових продуктів немає істотної зміни їх структурного стану. Охолоджують продукти до температури не нижче їхньої криоскопічної температури. Це сприяє затримці біохімічних, мікробіологічних та ферментативних процесів. Деякі продукти, наприклад, яйця, окремі види овочів і фруктів, для прискорення процесу охолоджують до температури нижче їх криоскопічної на 1 – 3 °С. Залежно від виду і властивостей харчових продуктів застосовують різні способи охолодження: в повітряному середовищі з різним ступенем насичення повітря, рідинах, крижаній воді.

Охолодження продуктів (м'ясо, м'ясні та молочні продукти, фрукти та овочі, кулінарні та кондитерські вироби та інш.) у повітряному середовищі найбільш поширене, тому що повітря практично не надає несприятливого впливу на оброблювані продукти. Поширено також охолодження продуктів у рідких середовищах шляхом занурення (риба, тушки птиці, консерви) або зрошення (тушки птиці, варені ковбасні вироби та ін.). Часто перед зануренням у рідкі середовища продукти упаковують у вологонепроникну оболонку для виключення контакту з водою і розсолами. Останнім часом починає знаходити практичне застосування охолодження продуктів у регульованій газовій атмосфері (фрукти, овочі, м'ясо та м'ясні продукти), вакуумне охолодження (зелень, овочі, м'ясний фарш), а також охолодження із застосуванням надлишкового тиску (м'ясо, овочі ).

*Охолодження м'яса та м'ясопродуктів.* Зазвичай м'ясо і м'ясопродукти охолоджують у повітряному середовищі наступними способами: одно-, дво-, тристадійним

і програмним, знижуючи їх температуру до 0°C в товщі продукту. Іноді кінцева температура напівтуш у центрі їхньої стегнової частини становить 4°C.

Чим швидше температура продукту буде доведена до рівня, несприятливого для розвитку мікробіологічних процесів, тим краще він буде зберігатися. Крім того, швидке охолодження економічне, оскільки збільшується коефіцієнт використання холодильних емностей.

М'ясо та м'ясопродукти охолоджують у камерах охолодження, обладнаних підвісними коліями чи стелажми. На одному метрі підвісного шляху розміщують 2 – 3 напівтуші великої рогатої худоби і 3 – 4 свинячі. Баранячі тушки розвішують на рамах в один або два яруси по 10 – 20 тушок. У середньому навантаження на 1 метр підвісної колії становить: для яловичини – близько – 280, для свинини – 225, для баранини – 180 кг. Субпродукти та м'ясні напівфабрикати укладають на листи і розміщують на стелажі. Окрім звичайних камер для охолодження м'яса та м'ясопродуктів, застосовують камери тунельного типу, по ширині яких вздовж тунелю розташовані 3 – 4 підвісні колії або два ряди пересувних стелажів.

Одностадійне охолодження м'ясних напівтуш здійснюють у повітряному середовищі за температури 0°C і нижче (для яловичих напівтуш температура повітря знижена до мінус 2°C, а для свинячих – до мінус 5°C) в умовах примусової циркуляції середовища зі швидкістю 0,5 – 0,8 м/с. Тривалість процесу охолодження яловичих та свинячих напівтуш у середньому становить 14 – 24 год.

Більш досконалі способи дво-, тристадійного та програмного охолодження м'ясних напівтуш, які передбачають використання змінних параметрів повітряного середовища. На першій стадії свинячі напівтуші охолоджують у повітряному середовищі за температури – 10 – 12°C протягом 1,5 год, на другій стадії – за температури 5 – 7°C протягом 2 год та для доохолодження (з метою рівномірного розподілу температури по товщині напівтуш) температура 0°C підтримується протягом 6 – 8 год. На першій і другій стадіях швидкість руху повітря становить 1 – 2 м / с, а для доохолодження вона не перевищує 0,5 м/с.

В процесі охолодження яловичих напівтуш температуру на першій стадії підтримують не нижче мінус 8°C, а для доохолодження – 0°C. Швидкість руху повітря для доохолодження дорівнює 1 – 2 м/с, а для охолодженні – не більше 0,5 м/с.

Дво- та тристадійне охолодження м'ясних напівтуш дозволяє зменшити втрати маси на 20 – 30 % внаслідок скорочення тривалості процесу порівняно з одностадійним способом. В умовах програмного охолодження яловичі напівтуші спочатку обробляють за температури 4 – 5°C та швидкості руху повітряного середовища 4 – 5 м/с, а потім за змінної або постійної температури ( $t = 0^{\circ}\text{C}$ ) та швидкості. руху, що змінюється за заданою

програмою від початкової до 0,5 м/с.

Відомий спосіб охолодження м'ясних напівтуш у повітряному середовищі, перенасиченому водяною парою. Повітря, що подається в камеру охолодження, поєднується з внутрішнім, утворюючи туман. Краплинки вологи після зіткнення з теплою поверхнею напівтуш випаровуються. Коефіцієнт тепловіддачі зростає в 2 – 3 рази внаслідок використання ефекту випарного охолодження поверхні м'ясних напівтуш. Досягається скорочення тривалості процесу на 6– 8 год проти одностадійного охолодженням, а втрати маси зменшуються на 0,5 – 0,6 %.

Застосовується спосіб охолодження м'яса та м'ясопродуктів під надмірним тиском охолодженого повітря. Температуру повітря підтримують у межах 0 – 2°C, а надлишковий тиск 0,10 – 0,35 МПа. Встановлено, що охолодження м'яса, м'ясних та інших продуктів під надлишковим тиском охолодженого повітря у зазначених межах супроводжується зменшенням втрати їхньої маси до 40 % і більше.

Варені ковбаси, сосиски та сардельки охолоджують у дві стадії. Першу стадію обробки проводять тонко розпиленою водопровідною водою з використанням випарного ефекту охолодження, другу – рухомих повітряним потоком, що має температуру 0 – 8°C, швидкість руху до 4 м/с. Температура продукту до охолодження 65 – 70°C, після охолодження водою 40 – 45°C, після охолодження повітрям 8 – 15°C. Тривалість охолодження продукту водою становить від 5 до 30 хв, повітрям від 1 до 10 год і залежить від діаметра ковбасних батонів, виду ковбас і параметрів охолоджуючого середовища. Варено-копчені ковбаси охолоджують тільки повітрям за температури 20°C і швидкості руху до 2 м/с. Кінцева температура охолоджених варено-копчених ковбас становить 35 – 45°C і залежить від режиму подальшої обробки.

Пастеризовані м'ясні консерви охолоджують водою, потім в умовах інтенсивної циркуляції повітря за нормальної температури 0 – 2°C та швидкості руху до 3 м/с. Кінцева температура охолоджених консервів повинна бути не вищою за 5°C. Тривалість процесу охолодження триває до 24 год.

Для інтенсифікації процесу охолодження розроблена система струменевої подачі холодного повітря на напівтушу з таким розрахунком, щоб найбільш низька температура (від мінус 5 до мінус 8°C) і найбільша швидкість руху повітря (до 3,5 м/с) підтримувалися поблизу найбільш товстої частини напівтуші – стегна. Тривалість охолодження знижується приблизно в 2 – 2,5 рази, а природні втрати маси м'яса зменшуються в середньому в порівнянні зі звичайним способом на 25 – 30%.

Для того щоб зберегти охоложене м'ясо без значних змін більше 8 – 10 діб і збільшити ці терміни вдвічі, доцільно підморожувати зовнішній шар м'яса до мінус 4 –

мінус 5°C із збереженням в товщі температури 0 – 1°C. Підвищення швидкості руху і ступеня сухості повітря сприяє збільшенню втрат маси, які також зростають в залежності від тривалості процесу охолодження.

*Охолодження птиці.* Птицю охолоджують або упакованою в ящики, або без упаковки в повітряному, рідкому середовищі або в кризі. Тривалість охолодження у повітрі коливається від 12 до 36 год залежно від розміру та виду птиці.

Для охолодження птиці без упаковки тушки підвішують за ноги на гаках етажерок. В таких умовах розміщенні тушки добре омиваються повітрям, і процес охолодження проходить інтенсивно. Температура повітря в камерах перед завантаженням повинна бути мінус 2 – 3°C, а під час охолодження — від мінус 1 до 0°C; відносна вологість повітря спочатку охолодження 95 – 98%, в кінці – 90– 92%.

В умовах охолодження упакованої птиці штабелі ящиків у камері повинні стояти на відстані 0,3 м від стін та приладів охолодження, а один від одного – на 0,1 м, щоб забезпечити циркуляцію холодного повітря. Швидкість повітря становить 4 – 6 м/с, а тривалість охолодження птиці 4 – 6 год залежно від вгодованості, розміру тушок і виду птиці. Охолодження вважається закінченим після досягнення всередині тушки птиці температури 0 – 4°C.

Для інтенсифікації процесу охолодження та зменшення втрати ваги охолоджувати тушки птиці можна у льоду та крижаній воді, іноді застосовують послідовне охолодження спочатку в рідині, а потім у повітрі, тривалість охолодження складає всього 2 – 3 год. Втрати маси тушок птиці становлять у середньому: для курчат – 0,7, курей – 0,6, качок, гусей, індичок – 0,4 %.

*Охолодження яєць.* Шкаралупа та підшкаралупна оболонка добре захищають яйце від проникнення мікробів усередину. Тому яйця попередньо охолоджують в камерах тунельного типу з температурою на 2 – 3°C нижче температури яєць. Відносна вологість повітря підтримується на рівні 75 – 80 %, швидкість руху 0,3 – 6 м/с. Коли температура яєць досягне 2°C, їх переміщують до камер тривалого зберігання за температури мінус 1–2°C. Рівномірну температуру по всьому об'єму камери забезпечує повітряна система охолодження.

Яйця охолоджують повітрям за постійних або змінних параметрів навколишнього середовища. В умовах охолодження із застосуванням постійних параметрів температуру повітря підтримують лише на рівні 0 – 2°C, а швидкість руху – не більше 0,3 – 0,5 м/с. В процесі охолодження із застосуванням змінних параметрів здійснюють програмне охолодження з поступовим зниженням температури повітря (приблизно 1°C за 1 год) до

0°C за постійної швидкості його руху 0,3 – 0,5 м / с. У середньому тривалість охолодження яєць становить 2–3 доби і залежить від їхньої початкової температури.

*Охолодження риби.* Дія мікроорганізмів в процесі охолодження риби повністю не зупиняється, лише послаблюється, тому термін зберігання охолодженої риби суворо обмежений. Для вибору способу охолодження риби враховують хімічний склад, анатомічну та гістологічну будову, розміри та геометричну форму, механічну міцність. Процес охолодження необхідно здійснювати таким чином, щоб час між виловом риби і початком охолодження був мінімальним, а швидкість охолодження – максимальною, тому що якість риби буде кращою, якщо охолодження зроблено до настання задухи. Рибу охолоджують водою, льодом, у повітряному середовищі, розсолем з концентрацією кухонної солі до 4 % (за масою) і вакуумі.

Повітряне охолодження риби застосовується рідко через тривалий процес охолодження, погіршення її зовнішнього вигляду та збільшення усушки. Його використовують для тих видів рибної продукції, для яких небажано зіткнення з водою або льодом (копчена риба, деякі види рибних напівфабрикатів і продукти кулінарії).

Водою охолоджують нерозроблену рибу в основному на судах промислового флоту перед направленням її на подальшу переробку або на короткочасне зберігання в охолодженому вигляді перед переробкою.

Охолодження риби льодом застосовують на судах промислового флоту та рибопереробних підприємствах. Найбільш поширене охолодження за допомогою пошарового укладання дрібно-дробленого льоду та риби. Зазвичай застосовують дрібно-подрібнений або лускатий лід. На дно тари укладають шар подрібненого льоду, потім шар риби і таким чином заповнюють тару до кінця. Витрата льоду на охолодження 1 кг риби становить 0,7 – 0,9 кг. Товщина шару риби з льодом в умовах охолодження не повинна перевищувати 0,8 – 1 м. Швидкість охолодження риби залежить від ступеня дроблення льоду та його кількості, від жирності та розміру риби, її початкової та кінцевої температури.

Охолодження риби льодом має суттєві недоліки: поверхня риби ушкоджується від тиску гострих граней льоду; утруднюється підтримка відповідних санітарних умов. Найдосконалішим способом охолодження вважається занурення, а також зрошення риби охолодженою водою або розчином кухонної солі.

Для охолодження морської риби можна використовувати охолоджену морську воду, яку охолоджують льодом до температури, близької до 0°C, або за допомогою випарників - до мінус 2°C. Тривалість охолодження риби коливається від 1 до 3 год і залежить від її маси. Риба масою до 1 кг охолоджується до 0°C приблизно протягом 1 години, від 1 до 3 кг – 1,5 год, більше 3 кг – 2 – 3 год.

Вакуумне охолодження риби застосовують на суднах з метою подальшої переробки в охолоджену вигляді. Температуру підтримують лише на рівні 0°C. Вакуумне охолодження риби та інших продуктів засноване на частковому випаровуванні води з їхньої поверхні в умовах зниженого тиску. В умовах малої товщини і великої питомої поверхні охолоджуваних продуктів у поєднанні зі значним вмістом вологи в них вакуумне охолодження характеризується значним скороченням тривалості процесу і невеликими втратами маси продукту. Охолодження проводиться за величиною тиску не нижче 400 Па. Охолоджену рибу укладають у тару і зберігають у холодильній камері за температури мінус 2°C до 15 діб.

*Охолодження молока та молочних продуктів.* Молоко і молочні продукти, незапаковані в тару, перед їх розливом охолоджують в теплообмінних апаратах різної конструкції із застосуванням рідких холодоносіїв та холодоагентів. Кінцева температура продуктів дорівнює 4 – 6°C. Молочні продукти (сметана, сир, кефір та ін.) охолоджують у камерах з повітряним охолодженням. Наприклад, кефір охолоджують і витримують за температури 8°C, кисле молоко –0°C, вершки –мінус 2 – 3°C, масло вершкове – мінус 12°C.

Сир і сирні вироби перед їх упаковкою також охолоджують до температури від 8 до 12°C. Запаковані молочні продукти (молоко та кисломолочні продукти у фасованому вигляді, упаковані в ящики та картонні коробки) охолоджують у повітряному середовищі за температури 0°C та швидкості руху повітря до 0,5 м/с.

*Охолодження плодів та овочів.* Продукти рослинного походження після їх збирання перед закладкою на тривале зберігання в холодильники піддають швидкому охолодженню повітрям, водою, снігом, льодом і у вакуумі. Камери з інтенсивною циркуляцією повітря і швидкості руху 3 – 4 м/с призначені для інтенсивного охолодження плодів та овочів, затарених та покладених у штабелі (відстань між штабелями 0,03 – 0,05 м). Температура плодів і овочів, що надходять на охолодження, зазвичай дорівнює 25°C, після охолодження мінус 2°C. Тривалість охолодження 20 – 24 год за температури повітря 0°C і відносній вологості 85 – 95%.

Найчастіше продукти рослинного походження охолоджують у повітряному середовищі. Режим охолодження залежить від виду продуктів. Для більшості продуктів рослинного походження температура повітря коливається у межах плюс 4.– 2°C, відносна вологість 75 – 95 %, а швидкість руху – трохи більше 2 м/с.

Охолодження снігом і льодом – традиційний спосіб охолодження малостійких овочів (цибуля зелена, редиска, петрушка листовая, селера, салат, шпинат, огірки). Зелені листові овочі доцільно укладати безпосередньо на сніг, насипаний на дно ящика, і засипати ним зверху. Його кількість повинна становити приблизно 40% від маси овочів. В результаті

снігування добре зберігається свіжий вигляд овочів і зменшується їх природне зменшення за рахунок зниження інтенсивності дихання та випаровування води.

Охолодження водою з температурою не більше 4°C застосовують на лініях обробки шпинату, горошку, квасолі, а також бланшированих моркви, капусти та інших продуктів перед їх заморожуванням. Для швидкого охолодження та одночасного миття груш, абрикосів, вишень, качанів кукурудзи, шпинату, моркви та інших плодів та овочів їх занурюють у крижану воду на 10 – 30 хв або зрошують нею.

Вакуумне охолодження продуктів рослинного походження, засноване на частковому випаровуванні вологи з плодів і овочів, що викликає швидке зниження їх температури, визнано найбільш придатним для охолодження грибів, ягід та інших продуктів (зелені, салату, шпинату), що мають велику питому поверхню. Під час вакуумного охолодження цих овочів від 23 до 1°C випаровується 2,0 – 3,2 % води. У той же час для охолодження овочів у звичайній камері протягом 5 год втрати у вазі досягають 2,5 – 3,5%. Тривалість вакуумного охолодження скорочується в десятки разів у порівнянні з повітряним охолодженням. Однак втрати вологи продуктами приблизно в два рази перевищують втрати вологи в умовах звичайного повітряного охолодження, а вакуумне обладнання для охолодження досить складне і дороге.

#### **4.5. Заморожування харчових продуктів**

**Теоретичні засади процесу заморожування.** *Заморожування* харчових продуктів - це процес повного або часткового перетворення на лід вмісту в них вологи внаслідок відведення теплоти в процесі зниження температури нижче криоскопічної.

В процесі заморожування зберігаються корисні властивості і якість харчових продуктів, зводяться до мінімуму фізичні, біохімічні та мікробіологічні зміни, що протікають у продукті, за рахунок зниження температури продукту і перетворення більшої частини води на лід. Одночасно уповільнюється зростання та життєдіяльність багатьох мікроорганізмів. Хімічні реакції також уповільнюються зі зниженням температури, проте вони продовжують протікати навіть за низьких температур зберігання.

Заморожування застосовують, якщо необхідно зберегти продукти протягом більш тривалого часу, ніж це можливо для охолоджених продуктів, а також для підготовки їх до тривалого зберігання. В умовах льодоутворення дифузійне переміщення розчинних у воді речовин припиняється, отже, припиняється харчування мікроорганізмів та хід біохімічних реакцій. Сукупність двох спільних явищ – льодоутворення і зниження температури – в основному визначає фізичну картину заморожування харчових продуктів.

Тваринні та рослинні тканини містять сік або тканинну рідину, які є розчином солей, білків та вуглеводів і створюють колоїдну систему. Характер замерзання колоїдних розчинів відрізняється від замерзання молекулярних сольових розчинів.

Замерзання розчинів починається за нижчих температур, ніж замерзання чистої води. В процесі замерзання будь-якого розчину спочатку виділяється в твердому вигляді чистий розчинник. Температуру, за якої починається виділення твердої фази з розчину, називають точкою його замерзання. Для більшості продуктів харчування точка замерзання близька до мінус 1°C. Вона залежить від концентрації розчину, ступеня дисоціації розчинених речовин, властивостей розчинника. Чим більше в тканинних соках харчових продуктів розчинених речовин, тим нижче точка їх замерзання. Всі солодкі або кислі плоди, містять відносно багато цукрів або кислот і мають нижчі точки замерзання. Наприклад, точка замерзання деяких сортів винограду з підвищеним вмістом цукру та солей заліза досягає мінус 5°C. Низьку температуру замерзання мають також солоні, зацукровані, мариновані продукти.

В процесі зниження температури продукту до кріоскопічної точки тканинного соку, яка залежить від концентрації солей у ньому, розчин починає замерзати.

Розчини замерзають за температури, що змінюється. На початку процесу, коли вони доведені до точки замерзання, виморожується лише частина розчинника. В процесі замерзання харчових продуктів, тканинні соки, які є водними розчинами різних органічних та мінеральних речовин, спочатку перетворюються на кригу частково. В розчині залишається менше води, а кількість розчинених речовин колишня, отже, концентрація їх збільшується. Для подальшого заморожування температуру знижують і процес повторюється. У міру вимерзання води температура замерзання розчину, що залишився безперервно знижується внаслідок збільшення в ньому концентрації солей. Однак це відбувається до тих пір, поки концентрація розчину не досягне певної для даної речовини величини, за якої він весь застигає в суцільну тверду масу. Така маса називається *евтектикою*. Температура, коли відбувається її утворення, називається *евтектичною температурою*, а відповідна концентрація розчину – *евтектичною концентрацією*. Евтектична температура харчових продуктів знаходиться в межах мінус 60 – 65°C і відповідає температурі, коли вся рідина, що входить до їх складу, переходить у твердий стан.

Для визначення інтенсивності процесів, що відбуваються у харчових продуктах, Бертелот запропонував рівняння

$$\ln Y_t = \ln Y_0 + at, \quad (4.21)$$

де  $Y_t$  – швидкість фізико-хімічних змін у заморожених продуктах за температури  $t$ , °C;

$Y_0$  – швидкість фізико-хімічних змін у заморожених продуктах за 0°C;

$a$  – коефіцієнт, що визначає інтенсивність змін функцій ( $a = 0,0376$  – для низки продуктів);

$t$  – температура продукту.

Встановлено, що швидкість фізико-хімічних змін у заморожених продуктах багато в чому залежить від температури, що є суттєвим припущенням. В процесі заморожування швидкість процесів зменшується як через зниження температури тіла, а й у результаті перетворення води на лід. Рух частинок уповільнюється і знижується їх реакційна здатність. Швидкість фізико-хімічних змін у заморожених продуктах залежить від збільшення концентрації речовин, що містяться в незамороженій фазі тканинних соків. Денатурація білкових речовин зростає зі збільшенням концентрації солей у незамороженій фазі і одночасно уповільнюється зі зниженням температури. Це пов'язано з впливом температури на швидкість протікання реакції. Неприятливі зміни якості продукту внаслідок фізико-хімічних процесів спостерігаються в межах температур між криоскопічною та температурою мінус 5 – 10°C. Доцільне швидке подолання цієї критичної температурної межі в умовах заморожуванні і розморожуванні продуктів. Поряд з цим стійкість продуктів, які зберігаються залежить не тільки від температури, але і від інших факторів, зокрема, від упаковки, відносної вологості повітря та його складу. Фазове перетворення води з характерним для неї зростанням об'єму, а також вплив концентрованих клітинних розчинів порушують колоїдну структуру продуктів. Глибина і характер цих переважно незворотних змін залежать від виду продукту і техніки здійснення процесу.

Вода є основним компонентом продуктів харчування. Вміст води у них коливається у межах: у рослинних продуктах – від 80 % для груш до 95 % для помідорів і огірків; у різних видах м'яса – від 50% для жирної свинини до 75% для телятини; у м'ясі птиці – від 53 % для м'яса гусей до 75 % для м'яса курчат; в рибі – від 55% для м'яса міноги до 80% і більше для м'яса тріски. Вода є розчинником, що обумовлює течію дифузійних процесів, а також хімічних та біохімічних реакцій. Зміна фазового стану води є головним фактором, що обумовлює гальмування цих процесів. Виявлено, що вода в рідкому стані також утворює деяку псевдокристалічну структуру, в якій конгломерати упорядкованих частинок зважені в аморфному середовищі. У зв'язку з цим процес заморожування полягає у утворенні кристалічної структури з частково впорядкованих груп частинок. Цим пояснюється порівняно висока швидкість росту кристалів води, яка, наприклад, за температури мінус 7°C, становить 50 мм/с.

У міру зниження температури частки води зближуються, сили їх взаємного притягання збільшуються, знижується інтенсивність броунівського руху. В процесі зменшення енергії руху частинок до рівня нижче енергії постійної орієнтації частинок утворюється структура кристалів. У харчових продуктах вода міститься у вигляді розчинів. Крім цього, частина води постійно пов'язана у структурі білків та полісахаридів. Ці фактори визначають фізичні властивості води та процес її вимерзання. Вміст у воді речовин, що утворюють з нею істинний розчин, обумовлює зміни її характерних властивостей: зниження кріоскопічної температури, підвищення температури кипіння та зниження тиску водяної пари над розчином. Зниження кріоскопічної температури розчину в порівнянні з температурою чистого розчинника ( $0^{\circ}\text{C}$ ) виражають рівнянням Рауля

$$\Delta t_{кр} = -\varepsilon_{кр} n, \quad (4.22)$$

де  $\varepsilon_{кр}$  – кріоскопічна постійна, характерна для даного розчинника, кг град/моль (для води = 1,86 кг град/моль);

$n$  – молярна концентрація розчину, моль розчиненої речовини на одиницю маси розчинника.

Характерно, що кріоскопічна температура залежить від властивостей розчинника; на неї не впливає природа розчинених речовин. На кріоскопічну температуру розчину не впливає вміст речовин з колоїдним ступенем дисперсності, а також високомолекулярних речовин, наприклад крохмалю. В результаті зниження кінетичної енергії частинок розчину вони мають більш низьку здатність до фізичних і хімічних реакцій. Частинки розчинених речовин впливають на рух частинок води, уповільнюють їх та знижують швидкість дифузійних процесів. Під впливом цих факторів знижується швидкість кристалізації розчинів, наприклад швидкість утворення кристалів у білку яєць на 10 – 20%, а у тканинах м'яса на 20 – 30% нижче, ніж у воді.

Динаміка змін співвідношення між кількістю вимороженої води та її повним вмістом у продукті під час заморожування є головним фактором, що визначає інтенсивність процесу заморожування. Воду, перетворену в харчових продуктах на лід, називають вимороженою. Про кількість її судять за величиною  $\omega$ , що представляє собою відношення вологи, перетвореної на кригу  $G_l$ , до всієї її кількості (у рідкому і твердому станах), що міститься в продукті за даної температури, тобто

$$\omega = \frac{G_l}{G_l + G_\omega}, \quad (4.23)$$

де  $G_l$  – маса вологи, перетвореної на лід, кг;

$G_\omega$  – маса незамороженої вологи, що міститься в харчовому продукті, кг.

На початок заморожування масова частка вимороженої води дорівнюють нулю ( $\omega = 0$ ), для евтектичної температури кількість її сягає 100 % ( $\omega = 1$ ). Для проміжних температур значення величини визначається за формулою

$$\omega = \frac{A_\omega}{1 + \frac{B_\omega}{\lg [t + (1 - t_s)]}}, \quad (4.24)$$

де  $A_\omega$  та  $B_\omega$  – постійні, числові значення яких, рівні відповідно 11,05 та 0,31;

$t$  – температура, для якої визначається кількість вимороженої води, °С;

$t_s$  – точка замерзання продукту, °С.

Значення  $t$  і  $t_s$  підставляють у формулу в абсолютному числовому виразі, тобто якщо температура негативна, вона береться без знака мінус. Точка замерзання багатьох харчових продуктів, наприклад, м'яса, риби, молока, яєць та інших, близька до мінус 1°С. Тому для них формулу (4.24) застосовують у наступному спрощеному вигляді:

$$\omega = A_\omega \left( 1 + \frac{B_\omega}{\lg t} \right). \quad (4.25)$$

Або

$$\omega_e = 1 - \frac{t_{кр}}{t_e}. \quad (4.26)$$

де  $\omega_e$  – відносний вміст води, вимороженої за температури  $t_e$ ;

$t_e$  – середня кінцева температура продукту, °С.

Масова частка вимороженої води є лише функцією температури і властивостей продукту і не залежить від способу, швидкості та умов заморожування.

Середню кінцеву температуру продукту, °С, можна розрахувати за формулами:

для пластини

$$\bar{t}_e = \frac{2t_c + t_s}{2}, \quad (4.27)$$

для циліндра

$$\bar{t}_e = \frac{t_c + t_s}{2}, \quad (4.28)$$

для кулі

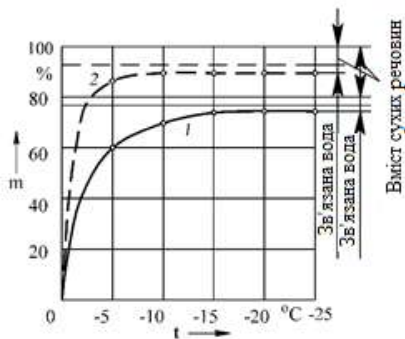
$$\bar{t}_e = \frac{2t_c + 3t_s}{5}, \quad (4.29)$$

де  $t_c$  – температура у термічному центрі тіла, °С;

$t_s$  – температура поверхні тіла, °С.

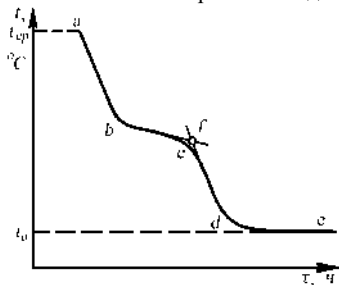
Отже, масова частка вимороженої води залежить не від тривалості процесу, а лише від кінцевої температури продукту (рис. 4.5).

Процес заморожування харчових продуктів представлений кривою заморожування, яка змінюється в залежності від застосованого методу заморожування, розміру, форми, хімічного складу та фізичних властивостей продукту, виду пакувального матеріалу тощо (рис. 4.6). На кривій заморожування виділено три основні ділянки, що відповідають певним стадіям процесу заморожування.



1 – яловичина; 2 – шпинат

Рисунок 4.5 – Залежність кількості вимороженої води від температури



(*a-b*) – охолодження тіла від температури  $t_0$  до температури  $t_{кр}$ ; (*b-c*) – власне заморожування; (*c-d*) і (*d-e*) – подальше зниження температури після заморожування; *f* – точка заморожування

Рисунок 4.6 – Крива заморожування продуктів

На першій ділянці *a-b* відбувається охолодження центральної частини продукту від початкової температури до криоскопічної температури. Ця ділянка є похилою кривою, яка тим крутіше, чим швидше відводиться теплота від продукту.

На другій ділянці *b-c* відбувається заморожування. Зниження температури продукту уповільнюється, і крива заморожування перетворюється на полого, а іноді й у горизонтальну лінію. Теоретично ця частина кривої має бути горизонтальною. Насправді в

міру виморожування води зростає концентрація клітинного соку, а кріоскопічна температура безперервно зменшується. Внаслідок цього крива дещо відхиляється від горизонтальної. У цей період температура охолодженого, але ще не змерзлого центрального шару продукту відповідає кріоскопічній.

Там, де крива стає крутою (точка  $c$ ), починається нова стадія – доморожування продукту (ділянка  $c-d$ ). На цій стадії знижується температура замороженого продукту до передбаченого технологією значення. Розділення другої ділянки на дві стадії  $b-c$  та  $c-d$  умовний. Знаходження точки  $c$ , що визначає кінець процесу заморожування, є складним. Передбачається, що ця точка визначається температурою мінус  $4^{\circ}\text{C}$  і для більшості заморожених харчових продуктів відповідає заморожуванню близько 73% загальної кількості води. У межах ділянки  $c-d$  відбуваються одночасно обидві стадії процесу – власне заморожування та доморожування. На практиці прийнято вважати за момент закінчення стадії власного заморожування точку  $f$ , яка лежить на перетині відрізків  $b-c$  і  $d-c$ . Довжина і нахил другої ділянки залежать від інтенсивності відведення теплоти від продукту, що заморожується. Третя ділянка графіка на рис. 4.6 показує зміну температури продукту після вимерзання основної частини води, тут знову прискорюється зниження температури.

Величина усушки в процесі заморожування залежить від властивостей продукту, різниці температур поверхні продукту та повітря морозильної камери, а також впливає на цю різницю значення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні продукту до повітря. Тут має значення співвідношення між теплом, переданим конвекцією, радіацією та випаровуванням: чим більша сума двох перших форм перенесення тепла, тим менше тепла відводиться випаровуванням, а отже, і менше усушка.

Великий вплив на величину усушки в процесі заморожування має різниця температур продукту і повітря, що його омиває, яка безперервно зменшується, тому швидкість випаровування під час заморожування також безперервно знижується і до кінця процесу стає незначною. Загальна величина усушки безперервно зростає, хоча швидкість зростання скорочується.

В процесі заморожування риби у потоці повітря встановлено, що температура поверхні продукту зменшується майже за лінійним законом протягом приблизно 80% всієї загальної тривалості заморожування. Оскільки інтенсивність випаровування залежить від різниці температур поверхні тіла і повітря, що омиває його, то для обчислення загальної усушки за період заморожування був введений безрозмірний температурний параметр, а величина усушки представлена виразом

$$q_p = 14 \cdot 10^4 \frac{F\tau}{G} \left( \frac{t_n - t_o}{t_o} \right)^4, \quad (4.30)$$

де  $G, F$  – відповідно маса тіла, що заморожується, кг, і площа його поверхні,  $\text{м}^2$ ;

$\tau$  – тривалість заморожування, год;

$t_n$  – середня абсолютна температура поверхні тіла, що є середнім арифметичним початкової та кінцевої температур цієї поверхні,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_o$  – температура повітря,  $^{\circ}\text{C}$ .

Загальна маса системи, що заморожується, підпорядковується закону адитивності і може бути підрахована наступним чином

$$G = G_p + G_{\omega} + G_l + G_n, \quad (4.31)$$

де  $G_p, G_{\omega}, G_l, G_n$  – відповідно маси компонентів розчиненої речовини, води, льоду, нерозчинних у воді речовин. Останньою величиною можна знехтувати, тому що вона не впливає на замерзання розчину, отже,

$$G = G_p + G_{\omega} + G_l. \quad (4.32)$$

**Розрахунок теплоти, що відводиться під час заморожування.** Загальна кількість теплоти, що відводиться від продукту в процесі його заморожування, дорівнює

$$Q_{зам} = G(Q_o + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4), \quad (4.33)$$

де  $G$  – маса продукту, що заморожується, кг;

$Q_o$  – вміст теплоти, що відводиться від продукту в процесі охолодження його від початкової до криоскопічної температури,  $\text{кДж/кг}$ ;

$Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  – відповідно прихована теплота замерзання тканинної рідини, що міститься у продукті; теплота охолодження льоду; не замерзла частина продукту і сухих речовин продукту, що охолоджується від  $t_3$  до  $t_k$ ,  $\text{кДж/кг}$ .

Розглянемо кожен із доданків формули (4.33)

$$Q_o = c_o(t_n - t_{кр}). \quad (4.34)$$

де  $c_o$  – питома теплоємність продукту до початку льодоутворення,  $\text{кДж/(кг K)}$ ;

$t_n, t_{кр}$  – початкова та криоскопічна температури продукту,  $^{\circ}\text{C}$ .

$$Q_1 = \varepsilon \omega r_3, \quad (4.35)$$

де  $\varepsilon$  – відносний вміст води у продукті;

$\omega$  – масова частка вимороженої води за  $t_k$ , %;

$r_3$  – питома теплота перетворення води на лід,  $\text{кДж/кг}$

$$Q_2 = \varepsilon \omega c_l(t_{кр} - t_{c.k}), \quad (4.36)$$

$$Q_3 = \varepsilon(1 - \omega)c_c(t_{кр} - t_{c.k}), \quad (4.37)$$

$$Q_4 = (1 - \varepsilon)c_{c.в}(t_{кр} - t_{c.k}), \quad (4.38)$$

де  $c_l$  – питома теплоємність льоду кДж/(кг К);

$(1 - \omega)$  – масова частка незамерзлого тканинного соку, %;

$c_c$  – питома теплоємність незамороженого тканинного соку кДж/(кг К);

$t_{c.k}$  – середня арифметична температура продукту, °С;

$c_{c.e}$  – питома теплоємність сухих речовин кДж/(кг К).

Підсумовуючи праві частини всіх доданків, отримуємо

$$Q_{зам} = G [c_o (t_H - t_{кр}) + \varepsilon \omega r_3 + c_M (t_{кр} - t_{c.k})], \quad (4.39)$$

де  $c_M = \varepsilon \omega c_l + \varepsilon (1 - \omega) c_c + (1 - \varepsilon) c_{c.e}$ , кДж/(кг·К).

Значення питомої теплоємності продукту в замороженому стані в рівнянні, що розглядається, повинно бути визначено за середньою температурою продукту в процесі заморожування – між криоскопічною і середньою кінцевою температурами.

Кількість вимороженої води у продукті визначають за формулою (4.25). Якщо продукт перед заморожуванням упакований у тару, то в цьому випадку слід враховувати теплоту, що відводиться під час охолодження тари,

$$Q_m = G_m c_m (t_H - t_K), \quad (4.40)$$

де  $G_m$  – маса тари, кг;

$c_m$  – питома теплоємність тари, кДж/(кг К);

$t_H, t_K$  – початкова та кінцева температури тари, °С.

Якщо необхідно описати процес доморожування, то питома теплота доморожування стає сумою теплоти льодоутворення та доохолодження. Теплоту льодоутворення в процесі доморожування визначають за формулою

$$Q_l' = \varepsilon (\omega_K - \omega_H) r_3, \quad (4.41)$$

де  $\omega_H, \omega_K$  – відповідно масова частка вимороженої води для середніх початкових та кінцевих температур процесу, %.

Теплоту доохолодження в процесі доморожування визначають з виразу

$$Q_q'' = c_M (t_{c.H} - t_{c.K}), \quad (4.42)$$

де  $c_M$  – питома теплоємність для середньої інтегральної температури між  $t_{c.H}, t_{c.K}$ ,

Дж/(кг К);

$t_{c.H}, t_{c.K}$  – середні значення температур продукту на початку і в кінці доморожування, °С.

Загальна питома теплота доморожування

$$Q_q'' = c_M (t_{c.H} - t_{c.K}). \quad (4.43)$$

Звідси загальна теплота, що відводиться в процесі заморожування  $G$ , кг, продукту, визначається виразом

$$Q_g = G[W(\omega_k - \omega_n)_{r_1} + C_m(t_{c,n} - t_{c,k})]. \quad (4.44)$$

Для усіх розглянутих способів обчислення теплоти, що відводиться, не передбачається теплота, що проникає в морозильні пристрої від інших джерел, крім продукту, що заморожується. Охолодження та льодоутворення в процесі заморожування не поділяється в часі. Коли в периферійних шарах вже почалося льодоутворення, центральні шари ще продовжують охолоджуватися. Це підтверджується формулою визначення теплоти, що відводиться від одиниці маси продукту, що заморожується,

$$Q = G[c_o(t_1 - t_{sp}) + L, \varepsilon\omega + c_m(t_{sp} - t_2)]. \quad (4.45)$$

Тут перший доданок виражає теплоту охолодження, другий – теплоту льодоутворення, а третій – теплоту, що відводиться для зниження температури з одночасним льодоутворенням, а також і після завершення льодоутворення.

**Тривалість процесу заморожування.** У зв'язку з великим числом змінних величин, що впливають на процес заморожування досить важко зробити точний розрахунок тривалості процесу заморожування продуктів. Найбільш спрощеним є аналітичне рішення, в якому прийняті такі умови: до початку заморожування температура у всіх точках тіла дорівнює температурі замерзання; коефіцієнт тепловіддачі на поверхні тіла і температура зовнішнього середовища постійні; коефіцієнт теплопровідності замерзлого шару не залежить від температури і вважається постійним, а теплоємність його дорівнює нулю; заморожування триває до зближення меж розділу на центральній частині тіла. Зазначені спрощення дозволяють вирішувати задачі розрахунку тривалості процесу заморожування для плоскопаралельної пластини відомої товщини, для нескінченно довгого циліндра або кулі з відомими діаметрами.

Розглянемо тіло у формі нескінченної пластини товщиною  $l$  з температурою по всьому перерізу, що дорівнює криоскопічній температурі  $t_{кр}$ . Якщо помістити таку пластину в середовище, що охолоджується, температурою  $t_m < t_{кр}$ , то виникне теплообмін від пластини до охолоджуючого середовища. Кількість теплоти  $dQ$ , кДж, що передається протягом часу  $d\tau$ , виражається рівнянням Фур'є

$$dQ = kF\Delta t d\tau, \quad (4.46)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі від шару, що заморожується, до охолоджуючого середовища, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $k = 1/(l/\alpha + x/\lambda_e)$ ;

$F$  – активна площа поверхні заморожування, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – різниця температур між охолоджуючим середовищем і тілом, °С; ( $\Delta t = t_{кр} - t_m$  ,

тут  $t_{кр}$  – криоскопічна температура тіла, °C;  $t_m$  – температура охолоджуючого середовища, °C);

$\tau$  – тривалість заморожування, год.

$dQ$  являє собою кількість теплоти, яку необхідно відвести від шару завтовшки  $dx$  для його заморожування. Вона виражається рівнянням

$$dQ = \rho F dx, \quad (4.47)$$

де  $\rho$  – прихована теплота заморожування, кДж/м<sup>3</sup>;

$F$  – площа поверхні заморожування, м<sup>2</sup>;

$x$  – товщина замороженого шару, м.

Значення  $\rho$ , кДж/м<sup>3</sup> розраховують за формулою

$$\rho = q_z \gamma_z, \quad (4.48)$$

де  $q_z$  – питома теплота заморожування продукту, кДж / кг;

$\gamma$  – густина продукту у замороженому стані кг/м<sup>3</sup>.

Після підстановки рівняння (4.48) в (4.47), отримуємо

$$d\tau = \frac{\rho}{\Delta t} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{x}{\lambda_e} \right). \quad (4.49)$$

Інтегруючи це рівняння, знаходимо формулу для визначення тривалості повного заморожування пластини з початковою товщиною  $l$  за початкової температури, що дорівнює криоскопічній  $t_{кр}$ ,

$$\tau_3 = \frac{\rho}{2\Delta t} \left( \frac{l_e}{\alpha} + \frac{l_e^2}{4\lambda_e} \right). \quad (4.50)$$

Аналогічним чином отримують рівняння для розрахунку тривалості, год, заморожування тіл інших геометричних форм:

для тіл у формі циліндра діаметром  $d$

$$\tau_3 = \frac{\rho}{4\Delta t} \left( \frac{d_e}{\alpha} + \frac{d_e^2}{4\lambda_e} \right). \quad (4.51)$$

для тіл у формі кулі діаметром  $d$

$$\tau_3 = \frac{\rho}{6\Delta t} \left( \frac{d_e}{\alpha} + \frac{d_e^2}{4\lambda_e} \right). \quad (4.52)$$

З порівняння рівнянь (4.50), (4.51) і (4.52) випливає, що для тих самих умов тіло у формі циліндра замерзає в 2 рази, а у формі кулі в 3 рази швидше, ніж у формі пластини товщиною  $l = d$ .

Для тіл неправильної геометричної форми, які наближаються до форми кулі, для розрахунків застосовують рівняння (4.52), причому замість  $d$  приймають середнє значення  $d_r$ , м, що розраховується за рівнянням

$$d_r = 1,24 \sqrt[3]{V}, \quad (4.53)$$

де  $V$  – об'єм тіла,  $\text{м}^3$ , або ж за рівнянням

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{6G}{\pi \rho_o n}}, \quad (4.54)$$

де  $G$  – маса продукту в шарі, кг;

$\rho_o$  – густина продукту,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$n$  – число частинок продукту в шарі, шт.

Для тіла у формі паралелепіпеда розмірами  $a, b, l$ , де  $a > b > l$ , що заморожується з усіх боків, тривалість заморожування розраховують за формулою

$$\tau_z = \frac{\rho}{\Delta t} \left( A \frac{l_e}{\alpha} + B \frac{l_e^2}{\lambda_e} \right). \quad (4.55)$$

Коефіцієнти  $A$  і  $B$  залежать від форми паралелепіпеда, а саме від співвідношення довжини бічних стінок  $a:l$  і  $b:l$ . За вищевказаним рівнянням слід розраховувати тривалість заморожування, наприклад, філе в картонках, вільно укладених на стрічковому конвеєрі або на ситах тунелю з примусовою циркуляцією повітря, або занурених у ванну з розчином. У разі щільного укладання таких порцій на підносах для розрахунку слід застосовувати рівняння, отримане для пластин. Тривалість заморожування тіла у формі паралелепіпеда приблизно на 30 – 40% менше тривалості заморожування тіла у формі пластин тієї ж товщини.

Для розрахунку тривалості заморожування кільцевого циліндричного шару товщиною  $x = (R-r)$  в процесі відведення теплоти від зовнішньої або внутрішньої поверхні цього шару, користуються формулами, які виводяться для вирішення тієї ж задачі про тривалість заморожування циліндричних тіл.

Тривалість заморожування кільцевого шару завтовшки  $x = (R-r)$  для випадку відведення тепла від зовнішньої поверхні (радіус  $R$ ) визначають за формулою

$$\tau = \frac{q\rho}{2\Delta t} \left[ (R^2 - r^2) \left( \frac{1}{\alpha R} + \frac{1}{2\lambda} \right) - \frac{1}{\lambda} r^2 \ln \frac{R}{r} \right], \quad (4.56)$$

де  $q$  – питома кількість теплоти, що відводиться в умовах заморожування одиниці продукту,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$\rho$  – густина продукту, що заморожується,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$R$  – зовнішній радіус циліндра, м;

$r$  – радіус незамороженої серцевини циліндра, який зменшується м.

Тривалість заморожування кільцевого шару товщиною  $x = (R-r)$  для випадку відведення теплоти від внутрішньої поверхні (радіус  $r$ ) обчислюють за формулою

$$\tau = \frac{q\rho}{2\Delta t} \left[ (R^2 - r^2) \left( \frac{1}{\alpha r} - \frac{1}{2\lambda} \right) + \frac{1}{\lambda} R^2 \ln \frac{R}{r} \right]. \quad (4.57)$$

За схемою, аналогічною обчисленню тривалості заморожування пластини та циліндра, визначають тривалість заморожування тіл кулястої форми. Основна відмінність схеми полягає лише у використанні виразу коефіцієнта теплопередачі для сферичної стінки. Тоді за умови дотримання всіх вихідних умов повне заморожування однорідної кулі радіусом  $R$ , коли межа розділу досягає центру кулі для  $r = 0$  або  $x = R$ , відбудеться за час

$$\tau = \frac{q\rho}{\Delta t} \frac{R}{3} \left( \frac{R}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right). \quad (4.58)$$

Тривалість заморожування однорідного тіла у формі куба виражається точно такою ж формулою, якщо замість радіусу кулі  $R$  ввести половину довжини ребра куба  $l$ .

Порівнявши отримані формули, що виражають час заморожування плоскої пластини, циліндра і кулі (або куба), і позначивши для зручності запису радіус циліндра і кулі  $R = l$ , можна записати формулу для визначення тривалості заморожування тіл різної стереометричної форми в загальному вигляді

$$\tau = \frac{q\rho}{\Delta t} \frac{l}{\Phi_p} \left( \frac{1}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right), \quad (4.59)$$

де  $\Phi_p$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує стереометричну форму заморожуваного тіла.

Коефіцієнт пропорційності  $\Phi_p$  залежить від геометричної форми тіла, його теплофізичних характеристик та коефіцієнта тепловіддачі від тіла до даного охолоджуючого середовища та дозволяє визначити вплив форми тіла на швидкість його охолодження. Він пропорційний відношенню поверхні охолоджуваного тіла до його об'єму:

для пластини

$$\frac{F}{V} = \frac{2lb}{3Rlb} = \frac{1}{R}, \quad (4.60)$$

для циліндра

$$\frac{F}{V} = \frac{2\pi Rl}{\pi R^2 l} = \frac{2}{R}, \quad (4.61)$$

для кулі

$$\frac{F}{V} = \frac{2\pi R^2}{\frac{4}{3}\pi R^3} = \frac{3}{R}, \quad (4.62)$$

де  $F$  – площа поверхні тіла, м<sup>2</sup>;

$V$  – об'єм тіла, м<sup>3</sup>;

$R$  – половина товщини пластини або радіус циліндра, кулі, м;

$l, b$  – довжина та ширина тіла, м.

Отже, для визначення тривалості заморожування пластини, циліндра і кулі (чи куба) співвідношення величин множника  $\phi_p$  дорівнює 1:2:3, тобто за однакових умов, коли тіло складається з одного і того ж матеріалу, і за радіусу, рівному половині товщини пластини або довжини ребра куба, тривалість заморожування кулі буде втричі, а циліндра вдвічі менша, ніж пластини.

У зв'язку з тим, що формула, що виражає тривалість заморожування, не враховує вплив початкової температури продукту і того, що в умовах заморожування продукту температура в центральній його частині повинна бути не вище мінус 6 – мінус 8°C, тобто значно нижче криоскопічної, запропоновано доповнити рішення з урахуванням впливу початкової температури і заданої кінцевої температури осьової площини пластини наступною формулою:

$$\tau = \frac{\rho}{\lambda} \left[ \frac{q(1 + 0,0053t_n)}{8(t_k - t_o)} + \frac{nC_{\omega}}{\pi^2} \left( \ln \frac{t_k - t_o}{t_{к.ц} - t_o} - 0,21 \right) \delta \left( \delta + \frac{4\lambda}{\alpha} \right) \right], \quad (4.63)$$

де  $(1 + 0,0053t_n)$  – поправочний біном;

$\rho$  – густина продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності продукту, кДж/(м с К);

$q$  – прихована теплота замерзання 1 кг продукту, кДж/кг;

$t_n$  – початкова температура перед заморожуванням, °С;

$t_o$  – температура середовища, що відводить теплоту °С;

$t_{к.ц}$  – кінцева температура в центрі продукту, °С;

$n$  – поправочний коефіцієнт, значення якого для швидкого заморожування

приймають рівним 1,03, для повільного – 1,16.

Формула (4.63) застосовується лише для продукту у формі плоскої пластини.

Під час розрахунку тривалості двостороннього заморожування плоскої пластини коефіцієнт теплопровідності потрібно приймати за середньою температурою між

кріоскопічною та середньо-об'ємною температурами пластини наприкінці заморожування, тобто

$$t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_2}{t_1}}, \quad (4.64)$$

Повну питому теплоємність обчислюють також для середньої температури, але в інтервалі від мінус 4°C до середньо-об'ємної кінцевої температури. Тепло  $q$  потрібно обчислювати як тепло льодоутворення в інтервалі температури від кріоскопічної до мінус 4°C.

Початкова температура продукту лише незначно впливає на тривалість заморожування, тоді як навіть для незначного зниження кінцевої температури заморожуваного продукту необхідно значно збільшувати час. З формул, що виражають тривалість заморожування, слідує, що його можна скоротити, зменшуючи товщину шару, що заморожується, знижуючи температуру тепло-відвідного середовища і збільшуючи коефіцієнт тепловіддачі на поверхні продукту.

**Тривалість попереднього охолодження та доморожування продукту.** Загальна тривалість заморожування виражається рівнянням

$$\tau = \tau_z + \tau_o + \tau_d, \quad (4.65)$$

де  $\tau_z$  – тривалість заморожування, год;

$\tau_o$  – тривалість охолодження від початкової температури  $t_o$  до кріоскопічної  $t_{kp}$ , год;

$\tau_d$  – тривалість доморожування продукту до запланованої кінцевої температури  $t_e$ , год.

Для визначення збільшення тривалості заморожування в результаті більш високої початкової температури продукту запропоновано рівняння

$$\tau_{z+o} = \tau_z [1 + 0,0053(t_o - t_{kp})]. \quad (4.66)$$

Це рівняння прийнято для розрахунку тіл у формі пластини, проте з певним наближенням його можна застосовувати також до тіл іншої форми.

Запропоновано визначати тривалість доморожування до необхідної температури  $t_e$  за рівнянням

$$\tau_d = 933 \bar{c}_w n \left( \ln \frac{\Delta t}{\Delta t_e} - 0,0913 \right) \left( \frac{l_e}{\alpha} + \frac{l_e^2}{4\lambda_e} \right), \quad (4.67)$$

де  $\bar{c}_w$  – середнє значення питомої теплоємності замороженого продукту, виведене з урахуванням виморожування незв'язаної води, кДж / (кг К);

$n$  – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від числа Біо;

$\Delta t$  – активна різниця між температурами тіла та охолоджуючого середовища протягом

заморожування  $\Delta t = t_{кр} - \bar{t}_m$ ;

$\Delta t_e$  – активна різниця між температурами тіла та охолоджуючого середовища в кінцевий момент процесу доморожування,  $\Delta t_e = t_e - t_m, ^\circ\text{C}$ .

У свою чергу  $\bar{c}_w$  визначають за рівнянням

$$\bar{c}_w = \frac{i_{-4} - i_e}{-4 - t_e}, \quad (4.68)$$

де  $i_{-4}$  – ентальпія тіла за температури мінус 4°C, кДж/(кг К);

$i_e$  – ентальпія замороженого тіла за температури  $t_e$ , кДж/(кг К).

Міжнародний інститут холоду рекомендує для приблизного розрахунку загального часу заморожування застосовувати спрощене рівняння, яке оперує тільки значеннями початкової та кінцевої ентальпії,

$$\tau = \frac{\Delta i}{2\Delta t} \rho_3 \left( \frac{l_e}{A\alpha} + \frac{l_e^2}{B\lambda_e} \right), \quad (4.69)$$

де  $\Delta i$  – різниця ентальпії продукту між початковою температурою  $t_o$  і кінцевої  $t_e$ , кДж/(кг К); ;

$\Delta t$  – середня різниця температур між криоскопічною температурою продукту  $t_{кр}$  та температурою охолоджуючого середовища, °C,  $\Delta t = t_{кр} - \bar{t}_m$ ;

$\rho_3$  – густина замороженого продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$t_e$  – товщина продукту в замороженому стані (виміряна в термічному центрі тіла), м;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні продукту до охолоджуючого середовища, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\lambda_e$  – коефіцієнт теплопровідності продукту в замороженому стані, Вт/(м К);

$A$  і  $B$  – коефіцієнти, що залежать від форми тіла, що заморожується, ( $A = 1$  і  $B = 4$  – для пластини;  $A = 2$  і  $B = 8$  – для циліндра;  $A = 3$  і  $B = 12$  – для кулі).

Для паралелепіпеда з розмірами  $a > b > l$  відповідне рівняння може бути подане у вигляді

$$\tau = \frac{\Delta i}{\Delta t} \left( K \frac{l_e}{\alpha} + N \frac{l_e^2}{\lambda_e} \right), \quad (4.70)$$

де  $K$  і  $L$  – коефіцієнти, що залежать від співвідношення сторін тіла, що заморожується і має форму паралелепіпеда.

**Вплив різних факторів на процес заморожування.** Форма тіла значно впливає на тривалість заморожування. Тіла у формі циліндра і кулі діаметром  $d$  заморожуються

відповідно в 2 – 3 рази швидше, ніж тіло у формі пластини товщиною  $l = d$ .

Збільшення товщини пластини, діаметра циліндра чи кулі викликає збільшення тривалості заморожування. З аналізу рівнянь (4.50), (4.51) і (4.52) випливає, що за більш високих значень  $\alpha$  тривалість заморожування зростає пропорційно  $l^2$  або  $d^2$ . Цю залежність ілюструє рис. 4.7.

Вплив коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  та теплопровідності  $\lambda$  на тривалість заморожування відносно складний. Для малих величин  $l$  або  $d$  збільшення коефіцієнта  $\alpha$  викликає значне скорочення тривалості заморожування (рис. 4.8).

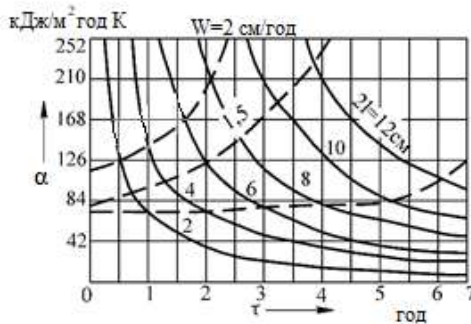


Рисунок 4.7 – Залежність номінальної тривалості заморожування від товщини пластини і коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  за наступних умов: худа яловичина; температура охолоджувального середовища мінус  $40^\circ\text{C}$ ; тривалість заморожування  $\tau$  від 0 до мінус  $15^\circ\text{C}$  в тунельному апараті з вимушеною циркуляцією повітря від Маттароло і Манзіні.

Значення коефіцієнтів  $\alpha$ , які коливаються в широких межах, залежать передусім від методу заморожування, виду охолоджуючого середовища, безпосереднього контакту між охолоджуючим середовищем і упаковкою продукту, швидкості руху охолоджуючого середовища, температури, форми продукту.

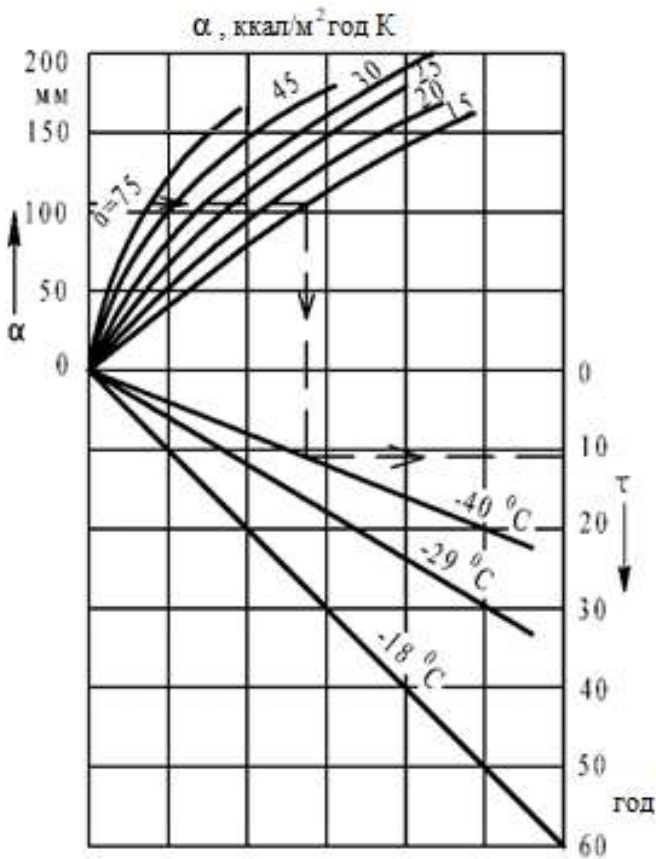


Рисунок 4.8 – Залежність тривалості заморожування рибного філе від товщини продукту та умов заморожування.

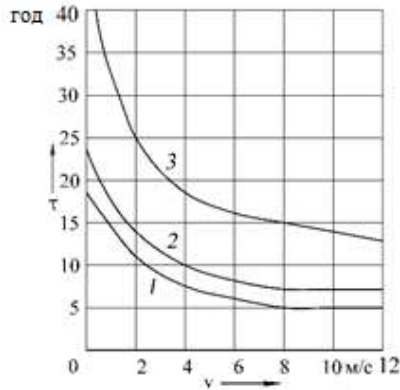
**Перепад температур.** Тривалість заморожування, як впливає з рівнянь (4.50), (4.51), (4.52) та (4.69), обернено пропорційна різниці температур продукту, що заморожується, і охолоджуючого середовища. Цей фактор грає велику роль в морозилках з примусовою циркуляцією повітря, де коефіцієнти теплопередачі зазвичай невеликі і тривалість заморожування можна скоротити, головним чином, шляхом зниження температури повітря.

На рис. 4.9 показано вплив температури повітря на тривалість заморожування продуктів у формі блоків. Для поліпшення прилягання упаковки до продукту та ліквідації повітряних просторів у деяких типах морозильних пристроїв використовують механічне

притискання. Воно значно покращує умови теплопередачі, зменшуючи значення термічного опору  $\sum(\delta/\lambda)$  упаковки.

**Швидкість заморожування.** Швидкість заморожування не є величезною постійною, а змінюється в залежності від відстані від зовнішньої поверхні охолоджуваного тіла до межі льодової структури. Ця залежність визначає реальну лінійну швидкість переміщення фронту льодової структури в даному перерізі тіла. Цікавим є формування цієї величини залежно від умов перебігу процесу та форми тіла (рис. 4.10). Для плоскої пластини товщиною  $l$  на основі залежності (4.49) можна вивести рівняння

$$w = \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{x}{\lambda_e}} \quad (4.71)$$



1 – мінус 56 °С; 2 – мінус 35 °С; 3 – мінус 20 °С

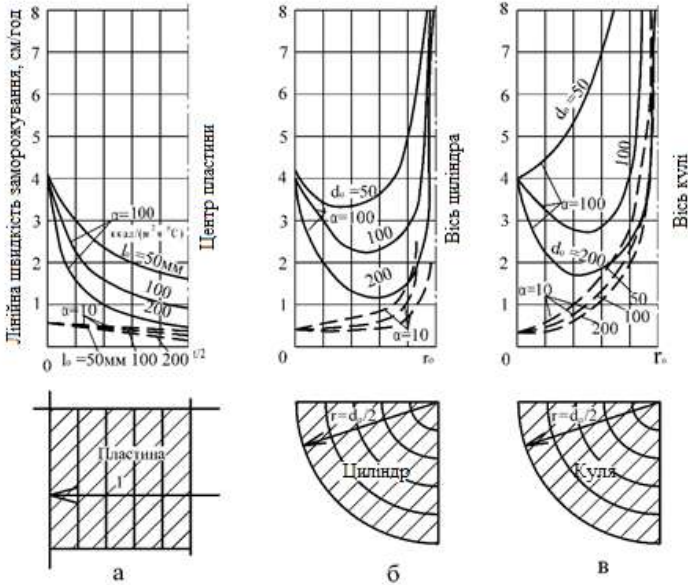
Рисунок 4.9 – Вплив температури і швидкості потоку повітря на тривалість заморожування м'яса в блоках (відкрита картонна упаковка, товщина блоку 120 мм)

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  значною мірою впливає на швидкість заморожування тільки поверхневого шару продукту, і цей вплив різко зменшується в міру просування в глиб тіла. Для товщини шару близько 50 мм 100-кратне збільшення коефіцієнта тепловіддачі (від  $\alpha = 11,6$  до  $\alpha = 1163,0$  Вт/(м<sup>2</sup> К) викликає лише триразове збільшення лінійної швидкості заморожування, тоді як для товщини шару 200 мм – в 1,6 рази (рис. 4.10, а) Поняття надшвидкого заморожування, по суті, стосується тільки поверхневого шару продукту або мається на увазі вся маса, якщо заморожуються дуже дрібні елементи (наприклад, горошок або ягоди).

Для циліндра, що охолоджується на поверхні кожуха діаметром  $d = 2r_o$ , відстань від поверхні  $x = r_o - r$ ; звідси  $dx = -dr$ , отже,

$$w = \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{\frac{r}{r_0 \alpha} + \frac{r}{\lambda} \ln \frac{r_0}{r}} \quad (4.72)$$

З рівняння (4.72) випливає, що для  $r = r_0$ , тобто для випадку, коли розглядається поверхня циліндра  $w = w_{\max} = \alpha \Delta t / \rho$ , виходить така ж величина, як і для пластини. Отже, поверхнева швидкість заморожування не залежить від форми тіла.



*a* – пластина, що охолоджується з двох сторін; *б* – циліндр, що охолоджується на поверхні кожуха; *в* – куля

Рисунок 4.10 – Розподіл лінійної швидкості заморожування по перерізу продукту для різних значеннях  $\alpha$

Для випадку, коли  $r = 0$  знаменник дорівнює 0, звідси  $w = \infty$ . Цей факт пояснюється тим, що в напрямку осі циліндра для постійної товщини шару, що заморожується  $dr$ , зменшується об'єм заморожуваної речовини, а разом з ним кількість тепла, що відводиться  $dQ$ . Характерно, що для більших значень крива швидкості заморожування циліндра має свій мінімум, який знаходиться приблизно на відстані  $0,4 r_0$  від осі циліндра (рис. 4.10, б). Для малих значень  $\alpha$  мінімум цієї функції буде лише за дуже великих діаметрів.

Аналогічним чином можна вивести рівняння, що описує локальну швидкість заморожування  $w$  для кулі діаметром  $d = 2r_0$ ,

$$w = \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{\frac{r^2}{r_o^2 \alpha} + \frac{r}{\lambda} \left(1 - \frac{r}{r_o}\right)}. \quad (4.73)$$

Швидкість на поверхні  $w = w_{\max} = \alpha \Delta t / \rho$ , як і у циліндра, тоді як у середині кулі  $w = \infty$  (рис. 4.10, в).

**Середня швидкість заморожування.** Місцеву лінійну швидкість заморожування в даній ділянці тіла визначають тільки для специфічних цілей. У практиці заморожування оперують зазвичай поняттям так званої середньої лінійної швидкості заморожування  $\bar{w} = \delta / \tau_s$ , де  $\delta$  – розмір продукту (відстань від так званого термічного центру продукту до охолоджуваної поверхні), см;  $\tau_s$  – тривалість заморожування, год.

Термічний центр продукту – це точка з мінімальною швидкістю заморожування, тобто точка, що замерзає в останню чергу. Для однорідних тіл вона збігається з геометричним центром, і тоді в розрахункових формулах замість  $\delta$  для кулі та циліндра з нескінченною довжиною ставлять радіус  $r_e$ , а для нескінченної пластини – половину її товщини  $l_e/2$ .

Ефективна тривалість заморожування  $\tau_e$  – це час необхідний для зниження температури продукту певної форми від середньої початкової температури  $t_o$  до необхідної за технологією температури  $t_e$  в термічному центрі продукту. Ефективну швидкість заморожування  $w_e$  одержують діленням половини товщини продукту  $l_e$  на ефективну тривалість заморожування

$$\bar{w} = \frac{l_e/2}{\tau(t_o, t_e)}. \quad (4.74)$$

**Середня кінцева температура заморожування.** Наприкінці процесу заморожування продукт має нерівномірну температуру. Найбільш низька температура на поверхні продукту, і в міру наближення до термічного центру даного продукту вона поступово підвищується. Для технологічної практики важливе значення має середня кінцева температура заморожування продукту. Це температура, яку можна досягти в даному продукті, якщо його поміщати з морозилки безпосередньо в адіабатичні умови. Цю температуру  $\bar{t}_e$  приблизно можна приймати за середню арифметичну температуру поверхні та центру продукту

$$t_e = (t_s + t_c) / 2, \quad (4.75)$$

де  $t_s$  – кінцева температура поверхні продукту, °С;

$t_c$  – кінцева температура в центрі продукту, °С.

Більш точно значення середньої температури заморожування описується наступним критеріальним рівнянням

$$\bar{t}_e = \frac{t_c (Bi + 2) + t_m Bi}{2(Bi + l_e)}, \quad (4.76)$$

де  $Bi$  – критерій Біо,  $Bi = \alpha l_e / \lambda_e$ , тут  $l_e$  – відстань від поверхні до термічного центру продукту, м.

**Технологія заморожування харчових продуктів.** Під час заморожування в харчових продуктах продовжують протікати біологічні процеси. Одночасно відбувається руйнування структури тканини та гальмування біологічних процесів.

Кріоскопічна температура харчових продуктів залежить від концентрації клітинного соку. Ця температура не є постійною величиною. Значні відмінності між температурами заморожування є наслідком різного хімічного складу тканини, що залежить від умов зростання, годівлі, опромінення сонячними променями тощо. Дослідження показали, наприклад, що кріоскопічна температура основних сортів овочів коливається в межах від мінус 2,83 до мінус 0,83°C, плодів від мінус 2,67 до мінус 0,89°C.

Зміни в біологічних тканинах в процесі заморожування викликають зміни властивостей клітинних стінок, які втрачають властивості напівпроникності. Після розморожування тканина пошкоджена кристаликами льоду, вона втрачає пружність, спостерігається витікання соку.

Способи заморожування харчових продуктів класифікуються на три групи: заморожування в киплячому холодильному агенті (контактне або безконтактне); у рідині як проміжних теплоносій (контактне та безконтактне); у повітрі як проміжному теплоносії (контактне та безконтактне). Застосовують також проміжні та змішані способи заморожування: заморожування зануренням у рідину або зрошенням рідиною; в парі киплячого азоту або в киплячому азоті; на холодильній металевій поверхні з одночасним обдуванням повітрям.

*Заморожування м'яса та м'ясних продуктів.* М'ясо в тушах, напівтушах, четвертинах заморожують у повітрі, зрошенням або пульверизацією рідин (контактно та безконтактно).

Усушку і тривалість заморожування прагнуть скоротити, створюючи режим підвищеної швидкості до 3 – 5 м / с і зниженою температурою повітря мінус 30 – мінус 35°C в морозильних камерах. Метод заморожування м'яса, коли туші і напівтуші спочатку охолоджують від 37 – 38 до 4°C в камерах охолодження, а потім заморожують в морозильних камерах до температури всередині продукту не вище мінус 6°C, умовно

називають двофазним, а метод, коли туші та напівтуші в парному стані надходять безпосередньо на заморожування – однофазним. Економічність однофазного інтенсифікованого методу холодильної обробки м'яса значно вища, ніж двофазного.

Для визначення тривалості однофазного заморожування м'яса рекомендуються наступні залежності:

для камер із природною циркуляцією повітря

$$\tau_{заз} = 0,111 \frac{1}{\alpha} c_o \rho \delta \left( \frac{t_n - t_{cep}}{t_{кр} - t_{cep}} \right)^{1,07} + 0,2075 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\alpha} C_{\omega} \rho \delta \frac{C_{\omega}}{c_m} \left( \frac{t_{кр} - t_{cep}}{t_k - t_{c.k}} \right)^{4,65}, \quad (4.77)$$

для камер із примусовою циркуляцією повітря

$$\tau_{заз} = 0,0962 \frac{1}{\alpha} c_o \rho \delta \left( \frac{t_n - t_{cep}}{t_{кр} - t_{cep}} \right)^{1,5} + 0,091 \frac{1}{\alpha} C_{\omega} \rho \delta \frac{C_{\omega}}{c_m} \left( \frac{t_{кр} - t_{cep}}{t_k - t_{cep}} \right)^{1,09}, \quad (4.78)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі м'яса, кДж/(м<sup>2</sup> с К);

$c_o$  – питома теплоємність охолодженого м'яса, кДж/(кг К);

$\rho$  – густина м'яса, кг/м<sup>3</sup>,

$\delta$  – товщина стегна, м;

$t_n$  – початкова температура парного м'яса в центрі стегна в момент завантаження, °С;

$t_{cep}$  – середня температура повітря в камері за цикл заморожування, °С;

$t_{кр}$  – криоскопічна температура, °С;

$t_k$  – кінцева температура заморожування у центрі стегна, °С;

$C_{\omega}$  – повна питома теплоємність м'яса, кДж/(кг К);

$c_m$  – питома теплоємність замороженого м'яса, кДж/(кг К).

М'ясо в тушах і напівтушах великої рогатої худоби і свиней заморожують до температур мінус 35 – 45°С з терміном тривалості заморожування не більше 18 – 22 год. Для прискореного заморожування м'яса застосовують тунельні камери та швидко-морозильні апарати різних конструкцій. М'ясні туші та напівтуші заморожують у підвищеному стані у тунельних морозильних камерах. Відруби, дрібні шматки, напівфабрикати, а також субпродукти заморожують у швидко-морозильних плиткових апаратах.

Заморожування викликає зміни у м'ясі та м'ясопродуктах. Частковий перерозподіл вологи в процесі заморожування, травмування тканин кристалами льоду, часткова денатурація білків та інші зміни можуть дещо знизити якість м'яса після його розморожування. Збільшення об'єму м'яса на 8 – 10 % внаслідок вимерзання води супроводжується розтяганням та частковим розривом волокон поверхневих шарів та

стисканням волокон внутрішніх шарів. Утворення льоду з гострими гранями призводить до розриву волокон і ушкодження клітинної структури, до витікання м'ясного соку під час розморожування.

Розруб швидкозамороженого м'яса має менш червоне забарвлення, ніж розруб охолодженого. Це пов'язано з розсіюванням світла кристалами льоду. Крім зміни кольору, заморожування м'яса супроводжується усушкою, яка залежить від тривалості процесу, наявності упаковки, розміру, стану поверхні та інших факторів. В процесі заморожування м'яса в межах температур від плюс 3°C до мінус 8°C за температури повітря в морозилках мінус 23°C, залежно від вгодованості м'яса, збиток від усушки становить у середньому для яловичини 0,6 – 0,9, баранини від 0,8 до 1, свинини від 0,5 до 0,9 %.

Під час заморожування можуть руйнуватися білкові молекули, що підтверджується дезагрегацією білкових частинок і збільшенням поверхневого натягу та електропровідності тканинної рідини. Таке явище називається креолізом. Отже, заморожування супроводжується зміною властивостей м'яса, які не можуть бути повністю відновлені наступним розморожуванням.

**Заморожування птиці.** Птиця, призначена для тривалого зберігання, піддається заморожуванню негайно після забою до температури мінус 6°C і нижче. На заморожування птиця надходить, як правило, попередньо охолоджена та упакована в ящики. Заморожують її в повітряному середовищі з температурою повітря мінус 23 – 35°C і швидкістю його руху 1,0 – 1,5 м / с. Ящики в морозильній камері встановлюють у шаховому порядку, попередньо знімаючи з них кришки для кращого омивання тушок битої птиці холодним повітрям. Тривалість процесу становить 12 – 24 год і залежить від початкової та кінцевої температур, виду, ваги та вгодованості птиці.

У процесі заморожування кількість мікроорганізмів на поверхні тушок, заморожених методом однофазної обробки, завжди у багато разів менше, ніж на поверхні тушок, заморожених методом двофазної обробки. Поштучна упаковка тушок птиці в полімерних плівках під вакуумом і заморожування їх у рідині, зокрема, в розчині поліпропілену, скорочують тривалість заморожування в середньому на 50%, а зниження маси приблизно на 80 – 90%.

Для циліндра, що охолоджується на поверхні кожуха діаметром  $d = 2r_0$ , відстань від поверхні  $x = r_0 - r$ ; звідси  $dx = -dr$ , отже,

$$w = \frac{At}{\rho} \frac{1}{\frac{r}{r_0 \alpha} + \frac{r}{\lambda} \ln \frac{r_0}{r}} \quad (4.72)$$

З рівняння (4.72) випливає, що для  $r = r_0$ , тобто для випадку, коли розглядається

поверхня циліндра  $w = w_{\max} = \alpha \Delta t / \rho$ , виходить така ж величина, як і для пластини. Отже, поверхнева швидкість заморожування не залежить від форми тіла.

В процесі заморожування відбувається випаровування вологи, що призводить до втрат маси, які становлять 0,5 – 0,8%. Для зменшення втрат тушки птиці упаковують під вакуумом у плівкові матеріали, що дають усадку піл час нагрівання, і забезпечують повну герметизацію за рахунок щільного прилягання плівки до тушки птиці.

Швидкість біохімічних процесів після забою птиці значно вища, тому її краще швидко заморожувати без попереднього охолодження. Зміни у тканинах птиці у зв'язку з утворенням кристалів льоду аналогічні відповідним змінам, що відбуваються в м'ясі забійних тварин.

*Заморожування яєчних продуктів.* До морожених яєчних продуктів відносять меланж (суміш білків і жовтків), а також окремо заморожені білок і жовток. Яєчні продукти заморожують у бляшаній тарі у швидко-морозильних камерах.

Заморожування не викликає в білку яєць істотних змін, але після відтавання він стає рідкішим. У процесі заморожування жовтка відбувається його желатинізація: він перетворюється на густу, губчасту, в'язку масу. Щоб зменшити ступінь желатинізації жовтка і підвищити його емульгуючі властивості, додають сіль, цукор, хлористий або лимоннокислий натрій. Меланж попередньо перемішують до отримання гомогенної яєчної маси, потім швидко заморожують у швидко-морозильному апараті до температури мінус 5 – мінус 6°C в центрі банки. Меланж зберігається трохи більше трьох місяців. Для тривалого зберігання меланж заморожують до мінус 18°C, тому що не виключені розвиток мікроорганізмів і окислювально-гідролітичні зміни жиру жовтка.

*Заморожування риби та рибопродуктів.* Рибу перед заморожуванням попередньо сортують за розмірами та породами. Процес заморожування необхідно проводити з великою швидкістю і високою коефіцієнті тепловіддачі по всій поверхні продукту.

Способи заморожування риби класифікують характером теплообміну на три групи: спосіб кондуктивного теплообміну, конвективного теплообміну, змішаного теплообміну. Кожному способу заморожування відповідає певне охолоджувальне середовище. Рибу і рибопродукти заморожують за допомогою льодосоляної суміші, повітря холодильної камери, розсолу (контактно і безконтактно), твердого середовища (контактно) та киплячого холодильного агента.

Повітряне заморожування риби та рибних продуктів виконують у розкладку, на стелажах та у підвішеному стані. Процес повітряного заморожування здійснюють за температур мінус 25 – мінус 45°C і швидкості руху повітря від 1 до 10 м / с в залежності від харчової цінності, жирності та розмірів риби і рибопродуктів. Процес заморожування

вважається закінченим, коли температура тіла риби досягає мінус 12 – мінус 20°C.

Дрібну рибу часто заморожують у блоках масою 3 – 5 кг, укладаючи в металеві форми, щільно закривають кришками, поміщають на стелажі в 1 – 2 ряди і направляють в морозильну камеру. Після закінчення процесу заморожування рибу вивантажують з камери, упаковують в тару і направляють в камеру зберігання.

Заморожування в рідкому середовищі може бути контактним (зануренням та зрошенням) та безконтактним. Серед застосовуваних типів контактних морозильних пристроїв частіше зустрічаються занурювальні. Контактне заморожування допустимо тільки для риби з щільною шкірою, зі значною кількістю підшкірного жиру або для риби, що йде на виробництво консервів. Недоліками контактного способу заморожування є часткове просоловання риби, швидке забруднення розсолу та трудомісткість процесу.

Різновидом контактного заморожування зрошенням є заморожування в холодному дрібно-розпиленому розсолі. Розпилення здійснюють спеціальними форсунками-розпилювачами, встановленими в камері. Холодний розсіл (мінус 16 – мінус 18°C) під тиском подають через фільтри до розпилювачів. Розпилення розсолу до стану дрібних зважених частинок і рівномірне зрошення поверхні продукту покращують умови теплообміну і прискорюють процес заморожування. Швидкість заморожування продукту розпиленням розсолом наближається до швидкості занурювального способу, а просоловання риби помітно зменшується.

Для безконтактного розсольного заморожування рибу та рибопродукти укладають у протвені спеціальних конструкцій, закривають кришкою, комплектують у рами по 12 – 20 шт. і занурюють у розсольний бак. Температура розсолу в баці підтримується в межах мінус 35 – мінус 45°C. За температури розсолу в середньому мінус 40°C риба в протвенях місткістю 15 – 16 кг заморожується протягом 30 хв. В цьому випадку усувається просочування, зберігається форма риби.

*Підморожування харчових продуктів.* Підморожування – це спосіб холодної обробки харчових продуктів, що супроводжується частковим льодоутворенням за температури мінус 2 – мінус 3°C. Він дозволяє досягти збільшення тривалості зберігання та збереження структури продуктів.

Для підморожування продуктів використовують два способи.

Для першого способу продукт (рибу та зимові сорти плодів та овочів) поміщають у камеру з температурою до мінус 3°C. Температура продукту поступово і повільно знижується, наближаючись до температури повітря.

Для другого способу продукт (м'ясо і рибу) поміщають в морозилку, де заморожується периферійний шар обмеженої товщини, після чого його поміщають в камеру

з температурою мінус 2 – мінус 3°C. Встановлено, що в процесі підморожування м'яса, риби та деяких плодів та овочів відбуваються ті ж внутрішні зміни, що й у охолоджених, але вони відбуваються значно повільніше і тому тривалість зберігання у підмороженому стані більша, ніж у охолодженому. Усушка менша, а якість продуктів суттєво не відрізняється від охолоджених.

#### 4.6. Основні типи морозильних апаратів

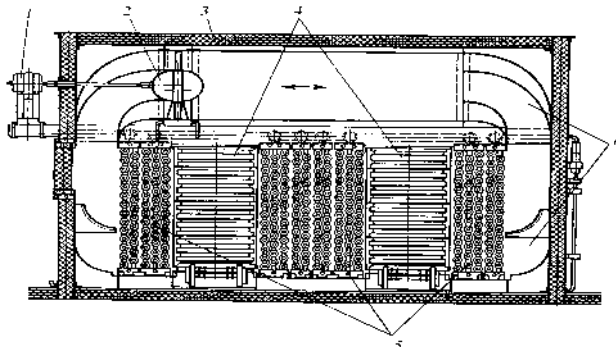
**Класифікація морозильних апаратів** Для заморожування харчових продуктів застосовують такі види морозильних апаратів:

- апарати з примусовою циркуляцією повітря: тунельні та спеціальні апарати;
- контактні морозильні апарати, в яких продукт заморожується між пустотілими металевими плитами, що охолоджуються киплячим в них холодинним агентом або циркулюючим холодним розсолон;
- флюодизаційні та флюодизаційно-стрічкові морозильні апарати, в яких продукт заморожується в охолоджуючій рідині;
- імерсійні холодинні апарати, в яких продукт, попередньо упакований в полімерну плівку, заморожується в псевдо-зрідженому шарі, що створюється потоком охолоджувальної рідини;
- морозильні апарати для заморожування напіврідких продуктів; морозильні апарати для заморожування в рідкому азоті або фреоні.

*Морозильні апарати з примусовою циркуляцією повітря* найпоширеніші. Їх переваги: простота устрою, легкість експлуатації, універсальність застосування, а також великі можливості пристосування розмірів морозильника до умов холодинника. Цикл заморожування залежить від типу тунельних апаратів, розміру продуктів, що заморожуються, виду упаковки і температури випаровування. Тривалість циклу коливається від 2 годин для розфасованих продуктів до 12 – 18 годин для м'яса в напівтушах і 24 – 40 годин для птиці в коробках. Однак термодинамічні і технологічні показники у них набагато гірші, ніж у інших типів морозильних апаратів: питома витрата енергії є відносно високою, необхідна також дуже низька температура випаровування холодоагенту (мінус 40 – мінус 45°C).

*Тунельний візковий апарат* являє собою теплоізований корпус 3, всередині якого знаходяться аміачні ребристі батареї 5, змонтовані трьома групами (рис. 4.11). Між окремими групами батарей утворюється два тунелі 4 для розміщення продуктів, що заморожуються. Продукти в протвнях встановлюють у кілька ярусів на спеціальні візки і

направляють в тунелі 4. Кожен тунель розрахований на три візки розмірами 1070x780x1645 мм. На одному візку розміщують 26 протвенів розмірами 750x480x60 мм. Ввозять візки до тунелю з одного боку, а вивозять із іншого.



1 – електродвигун вентилятора; 2 – реверсивний вентилятор; 3 – теплоізольовані камери; 4 – тунелі з розташованими в них візками; 5 – охолоджуючі батареї; 6 – канали для повітря

Рисунок 4.11 – Тунельний (візковий) морозильний апарат

У верхній частині апарату змонтовані три вентилятори 2 реверсивної дії, забезпечені виносними електродвигунами 1, потужністю по 2,8 кВт. До вентиляторів приєднані циліндричні канали такого ж діаметру 6, як їх робочі колеса. Під час роботи апарату по цих каналах циркулює повітря, що продувається вентилятором через батареї і візки з продуктами, що заморожуються. Батареї обдуваються повітрям упоперек труб. Реверсивність вентиляторів дозволяє періодично змінювати напрямок руху повітря. Завдяки цьому виключається нерівномірне покриття охолоджуючих батарей сніговою шубою.

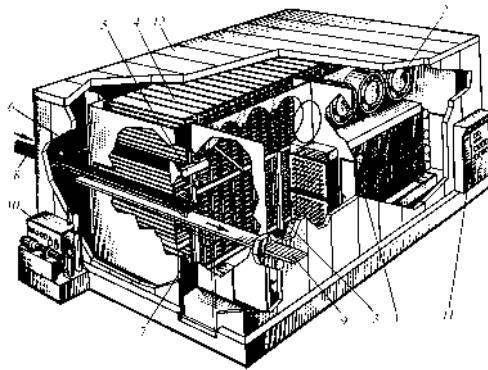
Під час заморожування продуктів температура повітря в апараті підтримується близько мінус 30°C. Середня його швидкість у живому перерізі тунелів, заповнених візками з продуктами, становить 4 – 5 м/с. Тунельні візкові апарати застосовують для заморожування різноманітних продуктів у рибній, м'ясній, птахопереробній, консервній та інших галузях промисловості.

Швидко-морозильні апарати з інтенсивним рухом повітря візкового типу поряд з перевагами мають недоліки. Найбільш істотний з них – велика трудомісткість робіт із завантаження апарату продуктами та вивантаження їх із нього. Більш досконалими в цьому відношенні є конвеєрні апарати.

Фірмою «Фрігоскандія» розроблено тунельний морозильний апарат для заморожування птиці безпосередньо у відкритих коробках (рис. 4.12). Основним елементом

тунелю є сталева конструкція 3 з двома рейками ковзання – верхньою 5 і нижньою 4, якими переміщуються стелажі з продуктом, що підштовхуються механізмом переміщення. На обох кінцях рейок змонтовані підйомні механізми (передній і задній 7), що використовуються для підйому або опускання стелажів з нижньої рейки на верхню, і навпаки.

Передній підйомний механізм 7 здійснює ступенчастий рух (одна ступень дорівнює висоті полиці стелажу); задній – безступенчасте. У передній частині тунельного апарату передбачені два механізми: завантаження 6 і вивантаження продукту, а також завантажувальний 8 і розвантажувальний 9 роликові транспортери. Привід всіх механізмів здійснюється від гідравлічних серводвигунів, з'єднаних з гідравлічним агрегатом 10.



1 – охолоджувач повітря; 2 – вентилятори; 3 – несуча конструкція з двома рейками ковзання; 4 – полицьові стелажі із продуктом; 5 – механізм пересування стелажів (верхня рейка); 6 – механізм завантаження картонних коробок; 7 – підйомний механізм (передній); 8 – роликовий транспортер для доставки продукту; 9 – роликовий транспортер для вивантаження продукту; 10 – гідравлічний агрегат; 11 – пульт управління; 12 – ізоляційні стінки тунелю

Рисунок. 4.12 – Автоматичний тунельний апарат фірми «Фрігоскандія» для заморожування продуктів, упакованих у картонні коробки

Охолоджувачі повітря 1 розташовані вздовж рейок ковзання. Вони складаються з панельних випарників. Вентилятори 2 встановлені над охолоджувачами. Потрібно відзначити, що струмінь повітря прямує до продукту один раз з правого боку (верхня рейка) і один раз з лівого (нижня рейка). Стінки 12 тунельного апарату виготовлені з готових ізоляційних плит з двома пройомами для завантаження та вивантаження продукту. Така конструкція забезпечує незначну інфільтрацію зовнішнього повітря.

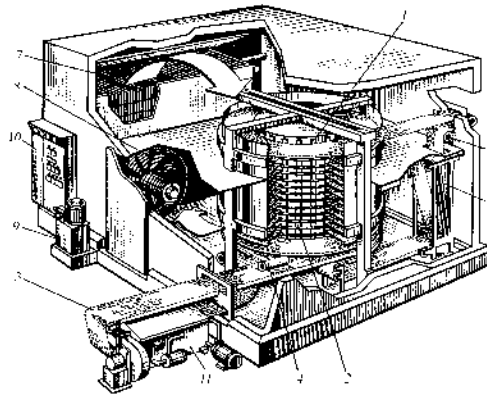
Картонні коробки з продуктом, що надходять безпосередньо з виробничої лінії, потрапляють на роликовий транспортер 8, на якому розташовуються в ряд (по 4 – 7 шт.).

Одночасно передній підйомний механізм 7 встановлює стелаж таким чином, що його незавантажений ролик знаходиться на висоті рівня завантаження, а завантажений ролик на рівні вивантаження. Механізм вивантаження виштовхує ряд картонних коробок із замороженим продуктом на роликів розвантажувальний транспортер, а завантажувальний механізм подає на полицю стелажу всередині тунельного апарату ряд підготовлених картонних коробок з охолодженим продуктом. Потім спеціальний механізм піднімає стелаж на одну полицю вгору, транспортер направляє заморожений продукт в пакувальне відділення. Цикл завантаження та вивантаження повторюється до повного розвантаження та заповнення всіх полиць стелажу. Під час наступного робочого такту стелаж з охолодженим продуктом виштовхується з платформи верхнього підйомного механізму на верхню рейку ковзання, переміщаючи перед собою по рейці цілий ряд стелажів. Тоді останній стелаж потрапляє на платформу заднього підйомного механізму, що опускає його до рівня нижньої рейки.

Управління всіма механізмами здійснюється автоматично з пульта 11. Картонні коробки зі свіжим продуктом надходять безперервним потоком, аналогічно надходять картонні коробки із замороженим продуктом в пакувальне відділення. Тривалість заморожування продуктів у картонних коробках більше, ніж розфасованих в кошики, що обумовлено теплоізоляційними властивостями картону (лише верхня частина картонної коробки відкрита для вільного повітрообміну). За температури випаровування мінус 40 – мінус 50°C тривалість заморожування становить: для тушок курчат – 210 хв, для тушок гусей, качок, індиків від 300 до 420 хв.

*Стрічково-спіральні морозильні апарати.* Стрічково-спіральний морозильний апарат «Жиро-Фріз» (фірма «Фрігоскандія») представлений на рис. 4.13. Навколо циліндра 1 діаметром 2 – 4 м змонтована спіраль з двох стрічок 3, розташованих паралельно горизонтальній площині на відстані 300 – 900 мм залежно від ширини стрічки (рис. 4.14).

На верхню кромку стрічок встановлена спеціальна накладка з тефлону з низьким коефіцієнтом тертя. По цій траєкторії 2 ковзає стрічка 3 з продуктом. Циліндр 1 виготовлений з листового заліза товщиною 3 – 5 мм (залежно від діаметра циліндра). Кожух циліндра додатково покритий тефлоновими листами. У перших конструкціях апаратів циліндр був змонтований на двох підшипниках – верхньому та нижньому. В останніх конструкціях циліндр закріплений на одному верхньому підшипнику (всередині циліндра), а нижня частина циліндра центрується системою, що складається з трьох роликів, що пересуваються по борту циліндра.



1 – приводний циліндр; 2 – траєкторія руху стрічки; 3 – стрічка; 4 – поворотний ролик для перевертання стрічки; 5 – натяжна система; 6 – привід натяжного пристрою стрічки; 7 – охолоджувач; 8 – вентилятори; 9 – гідравлічний агрегат; 10 – пульт керування; 11 – установка для миття стрічки

Рисунок 4.13 – Стрічково-спіральний морозильний апарат «Жиро-Фріз» (фірма «Фрігоскандія»)

Частота обертання циліндра  $0,20 - 0,15 \text{ хв}^{-1}$ . Привід циліндра здійснюється двома способами: за допомогою гідравлічного двигуна 9, пов'язаного з насосом змінної продуктивності, або за допомогою трифазного регульованого електродвигуна.

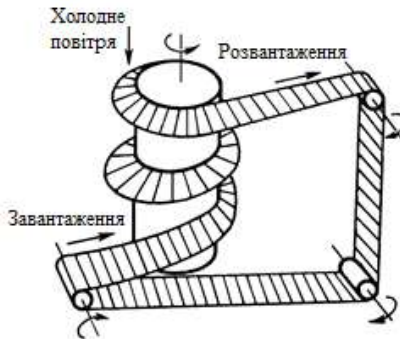
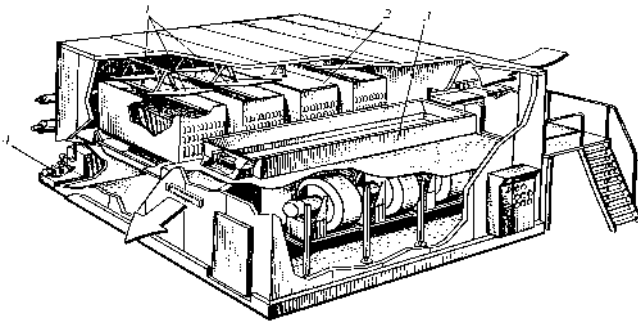


Рисунок 4.14 – Схема руху спірального конвеєра морозильного апарату «Жиро-Фріз» (фірма «Фрігоскандія»)

Зміни довжини стрічки (близько 150 мм), обумовлені коливаннями температури, усуваються натяжною системою 5 з рухомим роликом, навантаженим противагою. Крім цього, в системі передбачений спеціальний зворотний ролик 4 для перевертання стрічки після кожного циклу з метою досягнення однакового ступеня зношування обох сторін стрічки та привід 6.

Механізм пересування стрічки працює в такий спосіб (рис. 4.14). Тяговим елементом є кожух циліндра, що взаємодіє з внутрішньою кромкою стрічки. Стрічка з продуктом приводиться в рух по напрямних спіралі за допомогою натяжного механізму 5. Автоматично підтримується такий натяг стрічки, коли сила тертя між її кромкою і кожухом циліндра перевищує опір руху стрічки. Продукт, навантажений на стрічку на ділянці завантаження, переміщається вздовж усіх спіралей до місця вивантаження, де падає зі стрічки до приймального бункеру. Повітря нагнітається вентилятором 8 в охолоджувач 7. Холодним повітрям здійснюється охолодження продукту. Стрічка направляється через натяжну систему, перекидний пристрій та мийну установку 11 до ділянки завантаження. Управління роботою апарату здійснюється з пульта 10.

*Флюодизаційні тунельні апарати.* У системі флюодизаційного заморожування неможливо уникнути міграції сніжних частинок; вони проникають у всі щілини апарату. Цього недоліку позбавлений тунельний апарат «Фло-Фріз-В» (фірми «Фрігоскандія») з безперервним видаленням снігової шуби водою (рис. 4.15).



1 – охолоджувачі; 2 – охолоджувач видалення снігової шуби(кришки закриті); 3 – флюодизаційний жолоб; 4 – збірник води з насосом для видалення снігової шуби

Рисунок 4.15 – Тунельний апарат «Фло-фріз-В» (фірми «Фрігоскандія») з

безперервним видаленням снігової шуби

В окремих секціях випарника (в момент видалення відповідна секція закривається кришками, що приводяться в рух гідравлічними серводвигунами. До складу тунельного апарату входять охолоджувачі 1; охолоджувач видалення снігової шуби 2, флюодизаційний жолоб 3 і збірник 4 води з насосом для видалення снігової шуби.

Флюодизаційний жолоб 3 виконаний у вигляді ванни з перфорованим дном. Три бічні стінки її мають висоту близько 0,5 м, четверта, на виході має вигляд похилого порогу з висотою, що змінюється від 0,1 до 0,3 м. Висота цього порогу регулює товщину шару продукту у ванні в результаті «переливання» його надлишку. Дно ванни виготовлене у вигляді подвійного сита. Верхнє сито (рухоме) має однакову перфорацію по всій поверхні,

а нижнє (нерухоме) має перфорацію диференційовану за розмірами, що забезпечує для кожної зони заморожування достатню силу піддування повітря. Піддування найсильніше на вході, на ділянці, де засипають сировину, далі зменшується і підтримується на постійному рівні до самого виходу, де воно знову різко збільшується. Піддування повітря забезпечуються відцентровими вентиляторами, які встановлюються від 4 до 6 шт. Характерним для цих тунелів є відносно мала кількість повітря в замкнутому циклі та високе значення ступеня стиснення вентиляторів. Найбільш придатними виявилися радіальні вентилятори.

Кількість повітря, що циркулює в системі, в 4 рази менше, ніж у флюодизаційно-конвеєрному тунельному апараті тієї ж продуктивності, а ступінь стиснення вище приблизно в 1,7 рази. Останнім часом імерсійні морозильні апарати знаходять широке застосування у зв'язку з розвитком сучасної техніки упаковки, особливо вакуумної. В умовах застосування пакувальних матеріалів з полімерних плівок абсолютно герметичних і щільно прилеглих до продукту, що заморожується, умови теплообміну погіршуються незначно. У той же час можна вибирати охолоджуюче середовище та підтримувати високі санітарно-гігієнічні умови.

В результаті інтенсивних процесів теплообміну між охолоджуючим середовищем і заморожуваним продуктом (високі значення коефіцієнта теплообміну) досягається відносно невелика тривалість заморожування за температур випаровування холодоагенту мінус 20 °С, що створюється одноступеневою холодильною установкою.

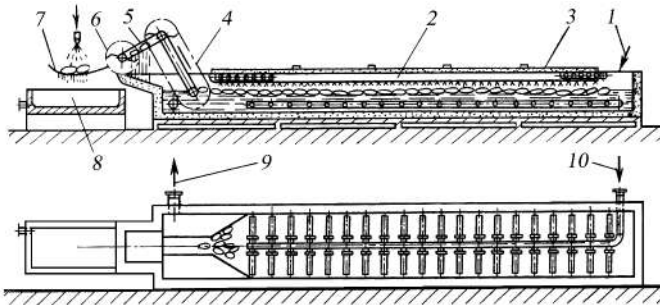
Імерсійні морозильні апарати мають такі недоліки: заморожені продукти, що перебувають тривалий час у розчині кухонної солі, втрачають товарний вигляд і набувають солоного смаку; сіль викликає посилену корозію установки; важко підтримувати відповідні санітарно-гігієнічні умови процесу; застосування інших розчинів (гліколю, метанолу) в даний час не дозволено.

*Імерсійний морозильний апарат фірми «Лінде»* для заморожування тушок птиці складається з механізму завантаження свіжих тушок 1, пристрою 2 для зрошення тушок, ванни з термоізоляцією, розвантажувального транспортера 4, транспортера 5 для стікання розчину з тушок, розвантажувального барабана 6, решітки 7 для стікання розчину з заморожених тушок, 8 ванни для збору стічних вод; пристрою 9 для повернення розчину охолоджувач; пристрою 10 для подачі охолоджуючого розчину (рис. 4.16).

Імерсійний морозильний апарат є ізольованою ванною довжиною близько 10 м і шириною 1 м, закритою елементами з термоізоляцією, з відкритими вхідним і вихідним отворами на обох її кінцях. Під кришкою 3 та над дном змонтовані форсунки. Спеціальний насос засмоктує розчин з ванни і перекачує його через кожухотрубчастий випарник,

розташований зазвичай у машинному відділенні. Охолоджений розчин подають до обох рядів форсунок. Рівень розчину у ванні досягає половини її висоти.

Продукт, що заморожується, надходить у вхідний отвір ванни і попадає в зону дії форсунок. Тушки птиці разом із розчином рухаються у бік виходу, де працюючий у заданому режимі ківш вивантажує їх у сітку для стікання. Тушки надходять на сито під водяний душ, який змиває з них залишки розчину. Морозильний апарат продуктивністю близько 1000 кг/год працює безперервно, причому тушки заморожуються лише до глибини приблизно 2 см, а доморажуються в тунелі з примусовою циркуляцією повітря.



1 – завантаження свіжих тушок; 2 – пристрій для зрошення тушок; 3 – кришка ванни із термоізоляцією; 4 – розвантажувальний транспортер; 5 – транспортер для стікання розчину з тушок; 6 – розвантажувальний барабан; 7 – решітки для стікання розчину із заморожених тушок із водяним душем; 8 – ванна для збирання стічних вод; 9 – повернення розчину в охолоджувач; 10 – подача охолоджуючого розчину  
Рисунок 4.16 – Імерсійний морозильний апарат фірми «Лінде» для заморожування тушок птиці

Імерсійні апарати з усіх морозильних установок найбільш економічні. У зв'язку з відносно невеликими розмірами ванни теплові втрати невеликі, а еквівалент електродвигунів відноситься тільки до насосів для подачі розчину. Теплові втрати апарату становлять 5 – 7 % від загальної витрати холоду, тоді як у тунелях із примусовою циркуляцією повітря та флюодизаційних тунелях ці втрати становлять 25 – 30 %. Крім того, для нормальної роботи необхідний розчин з температурою мінус 20°C, тобто охолоджуючий пристрій може працювати за температури випаровування від мінус 25 до мінус 30°C. Основним недоліком імерсійних морозильних апаратів є необхідність поповнення втрат циркулюючого розчину та підтримання постійної його концентрації.

## КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Для чого харчові продукти піддають холодильній обробці?
2. Що називається охолодженням?
3. Як низькі температури впливають на життєдіяльність мікроорганізмів?
4. Які фази зростання бактерій ви знаєте?
5. Як класифікуються мікроорганізми залежно від ставлення їх до температур?

Охарактеризуйте кожен вид мікроорганізмів.

6. Як змінюється кількість мікроорганізмів змішаних популяцій від тривалості зберігання у замороженому стані?

7. Яка температура називається криоскопічною? Чому вона дорівнює для більшості харчових продуктів?

8. Що називається охолоджуючим середовищем? Які види охолоджуючих середовищ використовуються у харчовій промисловості?

9. Які агенти використовуються як холодильні?

10. Яким вимогам мають відповідати холодильні агенти?

11. Які фізико-хімічні зміни відбуваються у харчових продуктах в процесі їх охолодження?

12. Що називається заморожуванням?

13. Які фізико-хімічні зміни відбуваються у харчових продуктах в процесі їх заморожуванні?

14. Яка динаміка зміни температури всередині та на поверхні продукту в процесі охолодженні?

15. Як розраховується загальна тривалість охолодження товарів? Який фізичний зміст другого доданку у формулі для визначення загальної тривалості охолодження продуктів?

16. Який фізичний зміст темпу охолодження, що входить у формулу для визначення загальної тривалості охолодження продуктів?

17. Які недоліки та переваги формул, запропонованих для розрахунків тривалості охолодження різних за формою тіл?

18. Яке рівняння запропоновано для визначення тривалості процесу охолодження харчових продуктів різної геометричної форми?

19. Як розраховується загальна кількість теплоти, яка відводиться від продукту за період охолодження?

20. Як розраховується масова частка вологи, що втрачається продуктом у період охолодження?

21. Що являють собою теплова і вологісна характеристики процесу охолодження? У чому її фізичне значення?

22. Які засоби охолодження харчових продуктів Ви знаєте? Яка технологія охолодження харчових продуктів (по кожному продукту окремо)?

23. Яка вода називається вимороженою? За якою величиною судять про її кількість?

24. Якою є залежність кількості вимороженої води від температури? Охарактеризуйте три основні ділянки на кривій заморожування.

25. Які чинники впливають на величину усушки в процесах заморожування харчових продуктів? Як зменшити величину усушки в процесі заморожування?

26. Як розраховується масова частка теплоти, що відводиться в процесі заморожування?

27. Як розраховується тривалість процесу заморожування?

28. Які чинники мають найбільший вплив на процес заморожування?

29. Як розраховується швидкість заморожування?

30. Як розраховується середня кінцева температура заморожування?

31. Яка температура харчових продуктів називається евтектичною?

32. У чому полягає підмороження харчових продуктів?

33. Які види морозильних апаратів використовуються в харчовій промисловості?

34. Яким є устрій і принцип дії тунельного морозильного апарату?

35. Яким є устрій і принцип дії контактного морозильного апарату?

36. Яким є устрій і принцип дії флюодизаційного морозильного апарату?

37. Яким є устрій і принцип дії імерсійного морозильного апарату?

38. Яким є устрій і принцип дії апаратів для заморожування в рідких середовищах?

## Розділ 5. ВИПАРЮВАННЯ

### 5.1. Теплообмін в процесі кипіння

**Теоретичні засади процесу кипіння.** *Кипінням* називається процес інтенсивного пароутворення, що відбувається у всьому об'ємі рідини, що знаходиться в умовах температури насичення або дещо перегрітої щодо температури насичення, з утворенням парових бульбашок. Розрізняють кипіння рідини на твердій поверхні теплообміну, до якої ззовні підводиться теплота, і кипіння в об'ємі рідини. В умовах кипіння на твердій поверхні утворення парової фази спостерігається в окремих місцях цієї поверхні. В процесі об'ємного кипіння парова фаза виникає мимоволі безпосередньо в об'ємі рідини у вигляді окремих бульбашок пари. Об'ємне кипіння має місце за наявності в рідині внутрішніх джерел теплоти.

Особливістю процесу кипіння рідини є зародження, зростання і відрив безлічі невеликих за обсягом кульових бульбашок і приходу до місця утворення бульбашок пари нових мас рідини. В процесі кипіння рідини в граничному шарі біля поверхні нагріву здійснюється пульсуюче переміщення безлічі парових і водяних мас. Пульсаційний конвективний перенос теплоти безліччю рідких мас, що надходять до поверхні нагріву, супроводжується молекулярним перенесенням теплоти в граничному шарі біля поверхні нагрівання і біля поверхні оболонки дрібних парових бульбашок. Для можливості зародження бульбашок пари з рідини на поверхні нагріву твердого тіла необхідне виконання умови:  $T_{ст} > T_{нас.p}$ , де  $T_{ст}$  – температура поверхні нагріву,  $T_{нас.p}$  – рівноважна температура насиченої пари для даного тиску. Для утворення парової фази в рідині потрібно витратити відповідну роботу проти дії сил поверхневого натягу рідини. Бульбашка пари, утворена на ділянці поверхні нагрівання  $F_{ст}$ , утримується на цій ділянці силами натягу рідини та адгезії поверхні стінки (рис. 5.1).

Робота утворення парової бульбашки об'ємом  $V$  визначається різницею кінцевої та початкової потенційної енергії тиску пари та рідини та витратою роботи проти дії сил поверхневого натягу рідини та адгезії стінки:

$$L = -(p_n - p_p)V + \sigma F \left[ 1 - \frac{F_{ст}}{F} (1 - \cos \theta) \right], \quad (5.1)$$

де  $p_n$  – тиск усередині парової бульбашки, МПа;

$p_p$  – тиск рідини навколо парової бульбашки, МПа;

$V$  – об'єм бульбашки пари, м<sup>3</sup>;

$F$  – площа поверхні парової бульбашки, м<sup>2</sup>;

$F_{ст}$  – площа поверхні нагріву, м<sup>2</sup>;

$\theta$  – крайовий кут, град.

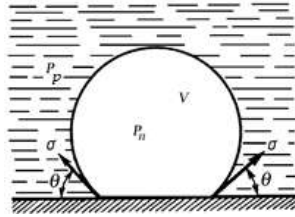


Рисунок. 5.1 – Схема дії молекулярних сил натягу в процесі утворення бульбашки пари в рідині

**Теплообмін в процесі бульбашкового кипіння рідини.** Для виникнення процесу кипіння необхідна наявність перегріву рідини щодо температури насичення і наявність центрів пароутворення у вигляді окремих нерівностей стінки, бульбашок повітря, порошочок та інш. Перегрів рідини має максимальну величину безпосередньо на поверхні теплообміну, що обігривається, тому утворення бульбашок пари відбувається безпосередньо на цій поверхні.

*Режими кипіння.* Розрізняють два основні режими кипіння: *бульбашковий* та *плівковий*.

*Бульбашковий* – це такий режим кипіння, коли пара утворюється у вигляді окремих парових бульбашок, які періодично зароджуються, ростуть і відриваються. Зі збільшенням теплового потоку до деякої величини окремі парові бульбашки зливаються, утворюючи біля поверхні теплообміну суцільний паровий шар, який періодично проривається в об'єм рідини.

*Плівковий* режим кипіння характеризується наявністю на поверхні теплообміну плівки пари, що обволікає цю поверхню і відокремлює її від рідини. Інтенсивність тепловіддачі за умови плівкового кипіння значно менше, ніж бульбашкового.

Процес пароутворення можна розбити окремі стадії. До початкової стадії відноситься зародження бульбашок в деяких центрах на поверхні нагріву. Потім відбувається їх зростання та відрив від цих центрів. До завершальної стадії відноситься рух бульбашок в об'ємі перегрітої рідини. На поверхні рідини, парові бульбашки лопаються.

*Мінімальний розмір парової бульбашки* в момент зародження називається критичним радіусом  $R_{кр}$ . Для виникнення та існування парового пухирця необхідно, щоб сила тиску пари всередині нього була не менше суми всіх зовнішніх сил, що діють на парову бульбашку. У момент утворення бульбашки на неї діють дві основні сили: сила тиску  $p$  рідини, що оточує його, і сила поверхневого натягу  $\sigma$  на поверхні бульбашки. Умова

рівноваги сил для парової бульбашки сферичної форми визначається рівнянням Лапласа

$$\Delta p = 2\sigma / R, \quad (5.2)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску, Па;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м;

$R$  – радіус парової бульбашки, м.

За умови надмірного тиску  $\Delta p \geq 2\sigma / R_{кр}$  парова бульбашка може існувати і розвиватися; якщо  $\Delta p \leq 2\sigma / R_{кр}$  вона сконденсується.

Утворення бульбашки з критичним радіусом  $R_{кр}$  можливе лише в тому випадку, якщо рідина навколо бульбашки буде перегріта, тобто якщо її температура  $T_p$  буде перевищувати температуру насичення  $T_n$  (для тиску в рідині  $p$ ) на деяку величину  $\Delta t = T_p - T_n$ . Зв'язок між перепадом тиску та необхідним перегріванням рідини визначається формулою

$$\Delta p = \frac{r\rho_n \Delta t}{T_n}. \quad (5.3)$$

Залежності (5.2) і (5.3) дозволяють виразити критичний радіус бульбашки

$$R_{кр} = \frac{2\sigma T_n}{r\rho_n(T_p - T_n)}, \quad (5.4)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м;

$T_n$  – температура насичення для тиску в рідині  $p$ , К;

$r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

$\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;

$T_p$  – температура рідини, що оточує бульбашку пари, К.

Збільшення перегріву рідини і тиску призводить до зменшення  $R_{кр}$ , а отже, до збільшення загальної кількості діючих центрів пароутворення, інтенсивного перемішування рідини в прикордонному шарі і зростанні тепловіддачі.

Однією з основних характеристик механізму теплообміну в процесі кипіння рідини є швидкість зростання парових бульбашок на поверхні нагріву. Після зародження бульбашок на центрах радіусів  $R \geq R_{кр}$  відбувається зростання парових бульбашок за рахунок підведення до них теплоти. Підведення теплоти здійснюється шляхом теплопровідності з перегрітого шару рідини, що оточує бульбашку через міжфазну поверхню  $F_p$  і через поверхню під бульбашкою  $F_c$  в основі. Теплота, підведена до бульбашки, йде на випаровування рідини та роботу розширення.

Швидкість зростання бульбашок залежить від інтенсивності підведення теплоти обома складовими теплового потоку. Як параметр, що визначає інтенсивність теплообміну

в процесі кипіння, може бути використане число Якоба  $Ja = \frac{c_p \Delta t \rho_p}{r \rho_n}$ . Воно характеризує

співвідношення між тепловим потоком, що йде на перегрів одиниці об'єму рідини, і об'ємною теплою пароутворення. Воно залежить від тиску та перегріву рідини. З підвищенням тиску число Якоба зменшується, істотно збільшується густина пари. Навпаки, зі зниженням тиску це число збільшується. Зі збільшенням перегріву рідини число Якоба зростає.

В умовах тиску вище атмосферного ( $Ja \leq 20$ ) зростання парової бульбашки відбувається за рахунок теплоти, що передається від поверхні нагріву до її основи через прилеглий шар рідини. Зміна радіуса парової бульбашки  $R$  у часі визначається залежністю

$$R = \sqrt{2\beta Ja \sqrt{a\tau}}, \quad (5.5)$$

де  $\beta$  – експериментальний коефіцієнт, що залежить від геометричних факторів ( $\beta = 6$ );

$Ja$  – число Якоба;

$\tau$  – час перебування бульбашок на поверхні теплообміну;

$a$  – коефіцієнт теплопровідності рідкої фази,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Другий граничний випадок має місце для низьких тисків ( $Ja \geq 20$ ). Теплота до парової бульбашки передається від перегрітого шару рідини на міжфазній поверхні, і радіус парової бульбашки тоді визначається співвідношенням

$$R = 2\gamma Ja \sqrt{a\tau}. \quad (5.6)$$

У загальному випадку зростання парових бульбашок відбувається як за рахунок теплоти, що передається від поверхні нагріву в основу бульбашки, так і за рахунок теплоти перегрітого шару рідини на міжфазній поверхні. Тоді зміна радіусу парової бульбашки у часі виражається рівнянням

$$R = \left( \gamma Ja + \sqrt{\gamma^2 Ja^2 + 2\beta Ja} \right) \sqrt{a\tau} \quad (5.7)$$

де  $\gamma$  – експериментальний коефіцієнт, що залежить від геометричних факторів ( $\gamma = 0,10 - 0,49$  – для крайових кутів змочування  $\theta = 40 - 90^\circ$ ).

Залежність (5.7) отримана в інтервалі змін тиску  $(0,1 - 100,0) \cdot 10^5$  Па ( $Ja = 1000 - 0,1$ ).

З наведених залежностей випливає, що парові бульбашки збільшуються зі зростанням числа Якоба. Однак для низьких тисків вплив числа Якоба суттєво більший, ніж для високих. Це говорить про те, що швидкість росту бульбашок в умовах низьких тисків

вище, порівняно з високими. Зі збільшенням перегріву рідини швидкість зростання бульбашок підвищується в обох випадках.

У період виникнення і зростання на бульбашку діють, головним чином, сили, що утримують її в центрі пароутворення. Зі зростанням розміру бульбашки збільшується підйомна сила, що прагне відірвати бульбашку від центру. Парова бульбашка збільшується до деякого розміру  $d_o$ , що названий відривним діаметром.

В. Фрітц отримав формулу для визначення відривного діаметра для різних значень крайових кутів

$$d_o = 0,0208 \theta \sqrt{\sigma / g(\rho_p - \rho_n)}, \quad (5.8)$$

де  $\theta$  – крайовий кут, радіан;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м;

$\rho_p, \rho_n$  – густина рідини і пари, кг/м<sup>3</sup>.

Як випливає з (5.8), зі збільшенням крайового кута  $\theta$  змочуваність поверхні рідини погіршується, парова бульбашка під час відриву має великі розміри. В умовах вимушеного руху окропу на умови відриву парових бульбашок додатковий вплив надає динамічний напір потоку. Внаслідок гідродинамічного впливу потоку на бульбашку відривний діаметр  $d_o$  стає менше, ніж по залежності (5.8), і визначається товщиною пристінного шару киплячої рідини, яка змінюється в залежності від числа  $Re$  потоку та інтенсивності процесу пароутворення.

Час росту бульбашки знаходиться з рівняння

$$\tau = \frac{r\rho_n}{32\lambda_n(T_p - T_n)} R_o^2 \left[ 1 - \left( \frac{R_{sp}}{R_o} \right)^2 \right], \quad (5.9)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

$\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_n$  – теплопровідність пари, Вт/(м К);

$T_n$  – температура насичення для тиску в рідині  $p$ , К;

$T_p$  – температура рідини, навколо бульбашки пари, К;

$R_{sp}, R_o$  – відповідно мінімальний розмір парової бульбашки в момент зародження та її відривний радіус, м.

Значне збільшення об'єму бульбашки за короткий час його зростання (для низького тиску пари – соті частки секунди) надає процесу кипіння рідини на поверхні нагріву вибухоподібного характеру з пульсаційним переміщенням мас пари та рідини в граничному шарі. Якщо температура навколишньої рідини поза межевим шаром з поверхнею

нагрівання буде менше температури рівноважного стану її з насиченою парою для даного тиску (недогріта до кипіння рідина), то кипіння рідини в граничному шарі буде супроводжуватися швидкою конденсацією пари.

У міру збільшення питомого теплового навантаження поверхні нагріву кількість місць утворення парових бульбашок на стінці зростає. Внаслідок підвищення температури перегріву рідини в граничному шарі  $\Delta t_{\text{пер}}$  з підвищенням навантаження збільшується швидкість росту парових бульбашок, підвищується частота відриву їх від стінки і відповідно підвищується частота пульсаційних притоків більш холодних мас рідини в граничний шар біля стінки. Відповідно до інтенсифікації перенесення мас у граничному шарі рідини біля стінки з підвищенням теплового навантаження  $q$  збільшується і коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ . Однак він збільшується лише до певної межі теплового навантаження, що називається критичним. За умови досить великого теплового навантаження потік парових бульбашок, що виносяться від стінки, виявляється настільки інтенсивним, що граничний шар перетворюється на суцільну парову плівку з великим термічним опором переносу теплоти від стінки. У цих умовах настає своєрідна криза кипіння рідини, що супроводжується різким підвищенням температури стінки і зниженням коефіцієнта тепловіддачі.

Розглянемо характер зміни густини теплового потоку  $q$  від перегріву рідини  $t$  (крива кипіння). На кривій кипіння можна виділити шість ділянок (рис. 5.2):

- конвективна область 1, що відповідає малому перегріву рідини;
- область нестійкого кипіння 2, що характеризується малою щільністю центрів пароутворення;
- область розвинуеного кипіння 3;
- перехідна область 4;
- область 5 стійкого плівкового кипіння, в якій променисте перенесення теплоти відносно невелике;
- область 6 стійкого плівкового кипіння зі значним променистим перенесенням теплоти.

З поступовим підвищенням різниці температур поверхні нагрівання стінки та киплячої рідини і незмінному тиску питоме теплове навантаження спочатку збільшується, досягає максимальної величини, після чого знижується і знову підвищується (рис. 5.2). В процесі переходу через кризову область кипіння зниження теплового навантаження відбувається внаслідок підвищення температури стінки. Це вказує на збільшення товщини парової плівки у граничному шарі біля поверхні нагріву в цьому діапазоні зміни різниці температур стінки та рідини. В процесі подальшого підвищення температури стінки питоме

теплове навантаження для плівкового режиму кипіння знову підвищується, але повільніше, ніж на початковому етапі зміни температури стінки для бульбашкового режиму кипіння.

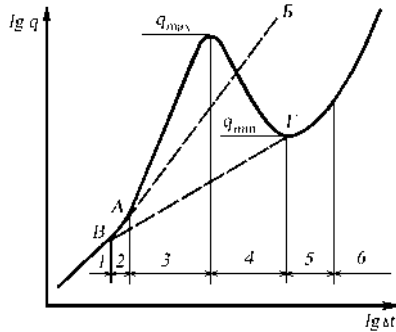


Рисунок 5.2 – Крива кипіння (залежність теплового потоку  $q$  від температури перегріву рідини  $\Delta t$ )

Величина коефіцієнта тепловіддачі збільшується також зі збільшенням  $\Delta t$  в області бульбашкового та плівкового режимів. Однак у останньому випадку це збільшення значно менше, ніж зростання  $q$ .

Наведена крива кипіння не охоплює всіх можливих режимів кипіння. В умовах кипіння за знижених тисків і ретельної дегазації системи може мати місце затягування режиму конвекції до високих перегрівів рідини (лінія  $AB$  на рис. 5.2). Верхня межа цих перегрівів визначається спонтанним утворенням парових зародків в об'ємі рідини. Для рідин, що не змочують стінку ( $\theta > 90^\circ$ ), плівковий режим може початися в умовах малих перегрівів (лінія  $B\Gamma$  на рис. 5.2).

Поступовий перехід бульбашкового режиму в плівковий спостерігається в процесі нагрівання парою, що конденсується. Ці умови характеризуються тим, що встановлюється постійна температура теплообмінної поверхні ( $T_c = \text{const}$ ). В умовах парового нагрівання незалежно від процесу теплообміну є температура поверхні  $T_c$ , а отже, і температурний напір  $\Delta t = T_c - T_n$ . Тому тепловий потік, що відводиться від поверхні в перехідній області, поступово зменшується в міру погіршення інтенсивності теплообміну за рахунок витіснення бульбашкового режиму плівковим.

Для незалежної від процесу величини щільності теплового потоку ( $q_c = \text{const}$ ) має місце стрибкоподібний перехід бульбашкового режиму кипіння в плівковий і назад. Умова сталості  $q_c$  на поверхні притаманна електричному обігріву.

Розглянемо ємність, заповнену рідиною, в якій обігривається горизонтальне дно. Перегрівання рідини рис. 5.3 наведено графік зміни температури по висоті шару рідини. Перегрівання рідини

біля стінки має значну величину. На деякій відстані від поверхні рідина також трохи перегріта.

В процесі розвиненого кипіння на поверхні діє значне число центрів пароутворення. Одночасне зростання великої кількості бульбашок та їх періодичний відрив від поверхні призводять до інтенсивного перемішування та витончення пристінного шару рідини. Від поверхні відриваються бульбашки різних розмірів. Швидкість спливання великих бульбашок більша, ніж малих. Деякі великі бульбашки в процесі спливання дробляться на ряд дрібніших. Дрібні бульбашки можуть поєднуватися і утворювати великі бульбашки. Поєднання дрібних бульбашок може відбуватися на поверхні нагріву ще до відриву. У результаті загальна картина кипіння набуває складного характеру.

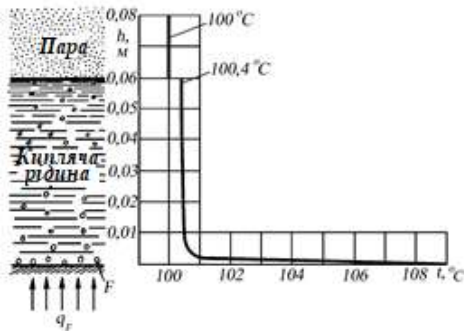


Рисунок 5.3 – Схема розподілу температур у шарі киплячої рідини над горизонтальною поверхнею нагрівання стінки

Розгляд процесу утворення, зростання та відриву парових бульбашок в процесі кипіння рідини біля поверхні нагріву дозволяє вважати, що перенесення теплоти здійснюється в основному в граничному шарі біля стінки. Перенесення теплоти відбувається пульсаційним переміщенням мас рідини за участю теплопровідності. Такий характер перенесення теплоти підтверджується результатами вимірювання температурного поля по висоті киплячої рідини над горизонтальною поверхнею нагріву (рис. 5.3).

В умовах досить великого питомого теплового навантаження поверхні нагрівання кипіння рідини в граничному шарі біля стінки може відбуватися і в тому випадку, якщо рідина поза цим шаром буде холоднішою в порівнянні з рівноважною температурою насиченої пари за даного тиску рідини (недогріта рідина). У цих умовах парові бульбашки, що відриваються від поверхні нагріву по виході з граничного шару перегрітої рідини, а також і в самому граничному шарі будуть частково або повністю конденсуватися. Тепловіддача під час кипіння недогрітої рідини, внаслідок дуже інтенсивного перенесення

тепла в граничному шарі, виходить інтенсивнішою в порівнянні з тепловіддачею некиплячої рідини. Кипіння рідини в граничному шарі є своєрідним засобом інтенсифікації теплообміну.

У кожен момент часу всередині киплячої рідини знаходиться певна кількість пари у вигляді спливаючих бульбашок. Внаслідок цього така двофазна суміш як би набухає, що проявляється у піднятті середнього положення вільної поверхні (дзеркала випаровування).

Загальний потік теплоти, що передається від поверхні нагріву в киплячу рідину, витрачається на пароутворення. Тому приведена швидкість пароутворення (кипіння) визначається з рівняння теплового балансу:

$$v = q / (r \rho_n), \quad (5.10)$$

де  $q$  – тепловий потік, що припадає на одиницю площі поверхні горизонтального дна ємності;

$r$  – теплота пароутворення, кДж/кг;

$\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>.

Під час виведення рівняння (5.10) не враховувалося зростання розміру бульбашок, які спливають, тому воно дозволяє лише наближено розрахувати наведену швидкість пароутворення. Справжня, тобто істинна швидкість пари  $v_n$  в двофазному шарі зазвичай виявляється більшою за швидкість спливання окремих бульбашок у малорухомій рідині. Це пов'язано з тим, що в умовах розвиненого кипіння рідина над поверхнею нагріву захоплюється паровими бульбашками і досить інтенсивно рухається вгору у вигляді окремих струменів або стовпів. Нисхідна течія, що компенсує цей підйомний рух рідини в центральній частині ємності, відбувається біля стінок, де кількість бульбашок менша і рідина в середньому «важче». Внаслідок такої циркуляції основна кількість бульбашок спливає у висхідному потоці рідини. Тому швидкість їх підйому відносно стінок ємності виявляється більшою, ніж обчислена за наведеними формулами для малорухливої рідини.

#### **Тепловіддача в процесі бульбашкового кипіння рідини в умовах вільного руху.**

Процес тепловіддачі під час кипіння рідини відрізняється значною складністю. Залежно від конкретних зовнішніх умов спостерігається велике різноманіття гідродинамічних форм потоку і надмірна складність відповідних їм кількісних закономірностей для тепловіддачі. Тому суворої теорії для процесу тепловіддачі для кипіння рідини поки що не існує. Найчастіше кількісний зв'язок між коефіцієнтом тепловіддачі і факторами, від яких він залежить, встановлюється експериментальним шляхом з використанням теорії подібності.

Розглядається однокомпонентна рідина, яка добре змочує стінку ( $\theta < \pi/2$ ), в умовах вільного руху і постійних фізичних параметрах. Приймається, що тепловий потік від

поверхні нагріву сприймається рідкою фазою і режим кипіння — бульбашковий. Кипіння відбувається на горизонтальній плоскій стінці ( рис. 5.3). Розміри поверхні нагрівання великі порівняно з розмірами парових бульбашок.

В результаті узагальнення методами теорії подібності отримано критеріальне рівняння

$$Nu = c Re^n Pr^{0,33} \quad (5.11)$$

Значення постійних для кипіння рідин становлять: для  $Re \leq 0,01$   $c = 0,0625$ ;  $n = 0,5$ ; для  $Re \geq 0,01$   $c = 0,125$ ;  $n = 0,65$ . Залежність (5.11) справедлива для діапазону тисків насичення в області значень  $Re = 10^{-5} - 10^4$ ;  $Pr = 0,86 - 7,60$ .

Для деяких рідин коефіцієнт тепловіддачі в умовах розвинутого кипіння залежить лише від теплового навантаження  $q$  і тиску насичення  $p$ . Для води в діапазоні тисків від 0,1 до 4,0 МПа отримані залежності

$$\alpha = 3,0 q^{0,7} p^{0,15} \quad \text{і} \quad \alpha = 38,7 \Delta t^{2,33} p^{0,5} \quad (5.12)$$

*Тепловіддача в умовах ламінарного руху парової плівки.* Середній коефіцієнт тепловіддачі для плівкового кипіння рідини на вертикальній стінці висотою  $h$  має вигляд

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda_n^3 r \rho_n (\rho_p - \rho_n) g}{\mu_n \Delta t h}} \quad (5.13)$$

де  $\lambda_n$  – коефіцієнт теплопровідності пари, Вт/(м К);

$r$  – теплота пароутворення, кДж / кг;

$\rho_p$ ,  $\rho_n$  – густина рідини і пари, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\mu_n$  – динамічна в'язкість пари, Па с;

$\Delta t$  – температурний напір, К;

$h$  – висота вертикальної стінки м.

Середній коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння рідини на зовнішній поверхні горизонтального циліндра діаметром  $d$  виражається залежністю

$$\alpha = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_n^3 r \rho_n (\rho_p - \rho_n) g}{\mu_n \Delta t d}} \quad (5.14)$$

Залежності (5.13) та (5.14) для тепловіддачі враховують перенесення теплоти впоперек парової плівки тільки шляхом теплопровідності. Для малих температурних напорів розподіл температури в паровій плівці має практично лінійний характер.

Тепловіддача парової плівки в умовах турбулентного руху. Для вертикальної стінки найімовірнішим є турбулентний характер руху плівки пари. В умовах турбулентного руху парової плівки середня тепловіддача описується залежністю

$$Nu = 0,25 Ar^{0,33}. \quad (5.15)$$

Фізичні властивості відносяться до середньої температури парової плівки.

**Кризи кипіння.** В умовах великих теплових навантажень поверхні нагріву кількість зростаючих парових бульбашок виявляється настільки велика, що утворюється суцільна плівка пари, настає криза кипіння, в результаті якого різко зменшується тепловіддача з поверхні нагріву і підвищується температура стінки. Кризи кипіння, пов'язані з корінною зміною механізму тепловіддачі на початку переходу бульбашкового кипіння в плівкове або на початку зворотного переходу від плівкового кипіння до бульбашкового (рис. 5.2), називаються *кризами першого роду*. Характерними для кризи кипіння першого роду є критичні щільності теплового потоку.

У момент зміни режимів кипіння, тобто переходу від бульбашкового до плівкового режиму кипіння, спостерігаються раптове різке зниження інтенсивності тепловіддачі та відповідне збільшення температури тепловіддаючої поверхні (рис. 5.2). Підвищення температури поверхні в ряді випадків таке велике, що криза кипіння супроводжується руйнуванням (розплавленням або пригоранням) поверхні теплообміну. Після  $q_{max}$  шар парових бульбашок перетворюється на суцільну парову плівку, яка відтісняє рідину від поверхні теплообміну. В результаті цього відбувається докорінна зміна механізму теплообміну, тобто виникає криза.

Зазвичай криза кипіння настає раніше, ніж температура поверхні наблизиться до температури граничного перегріву рідини, коли можуть виникати зародки парової фази спонтанного походження. Це пояснюється тим, що за наявності готових центрів пароутворення має місце порушення фазового масообміну і відповідно порушення стійкості режиму бульбашкового кипіння. Однак з підвищенням тиску фазовий масообмін біля стінки покращується, збільшується густина пари, зменшується відривний діаметр і, отже, зменшується об'ємна інтенсивність пароутворення. В умовах нестачі готових центрів бульбашкове кипіння зберігається до того часу, поки з'являться зародки спонтанного походження. Тому зі збільшенням тиску температура поверхні, за якої виникає криза кипіння, поступово наближається до температури граничного перегріву. Максимальне теплове навантаження для бульбашкового кипіння називають першою критичною щільністю теплового потоку і позначають  $q_{кр1}$ .

Критичне теплове навантаження поверхні нагріву для кипіння різних рідин в умовах вільної конвекції в діапазоні зміни  $Pr' = 0,86 - 13,10$  розраховується за критеріальним рівнянням

$$\frac{q_{кр} l}{r \rho_n v} = 68 \left( \frac{g l^3}{v^2} \frac{\rho_p - \rho_n}{\rho_p} \right)^{4/9} \left( \frac{v_p}{a_p} \right)^{-1/3}, \quad (5.16)$$

де  $q_{кр}$  – критичне теплове навантаження стінки, кДж/(м<sup>2</sup> с);

$l$  – товщина шару пари біля стінки, м;

$r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

$\rho_p, \rho_n$  – густина рідини і пари, кг/м<sup>3</sup>;

$V, v_p$  – кінематична в'язкість пари та рідини, м<sup>2</sup>/с;

$a_p$  – коефіцієнт температуропровідності рідини, м/с<sup>2</sup>.

Усі фізичні параметри у цій критеріальній формулі вибираються за температури насиченої пари для робочого тиску.

Температурний напір у момент досягнення критичного теплового навантаження (тобто напір, відповідний точці максимуму на кривій кипіння, показаної на рис. 5.2) називають критичним температурним напором.

Коефіцієнт тепловіддачі в момент початку кризису кипіння дорівнює:

$$\alpha_{кр1} = q_{кр1} / \Delta t_{кр1}. \quad (5.17)$$

В основу визначення першої критичної густини теплового потоку кладеться гідродинамічна теорія кризи. У ній використовується уявлення про кризу кипіння як про процес, що характеризується суто гідродинамічною природою. Криза викликається втратою динамічної стійкості двофазного потоку внаслідок того, що пара відкидає рідину від поверхні теплообміну.

*Криза другого роду* характеризує погіршення тепловіддачі, що виникає в момент висихання кільцевої плівки рідини на стінці каналу в стрижневому режимі. Характерною величиною для цієї кризи є граничний витратний паровміст, у якому виникає криза теплообміну другого роду. Криза другого роду може виникнути за будь-яких значень  $q$ , як тільки витратний паровміст досягне деякого граничного значення, пов'язаного з явищем висихання рідкої плівки на стінці.

Коли теплове навантаження на поверхні нагрівання задане і не залежить від умов теплообміну, зворотний перехід від плівкового режиму кипіння до бульбашкового відбувається для теплового навантаження  $q_{min}$  (рис. 5.2). Цей перехід також носить кризовий

характер: парова плівка раптово руйнується, і температура поверхні стрибкоподібно знижується. Мінімальне теплове навантаження для плівкового режиму кипіння називається другою критичною щільністю теплового потоку і позначається  $q_{кр2}$ .

Відповідний температурний напір, що відповідає точці мінімуму на кривій кипіння, є  $\Delta t_{кр2}$ .

Друге критичне навантаження залежать від роду рідини, розмірів теплообмінної поверхні, тиску, прискорення поля сил тяжіння, шорсткості поверхні та інших факторів.

## 5.2. Фізико-хімічні основи процесу випарювання

*Випарюванням* називається концентрування розчинів твердих нелетких або малолетких речовин шляхом випаровування летючого розчинника і відведення утворених парів. Процес випарювання використовують у цукровій, кондитерській, молочній, консервній та інших галузях харчової промисловості для підвищення концентрації розведених розчинів (цукрових та овочевих соків, молока та інш.). У харчовій промисловості випарюють, як правило, водні розчини в процесі кипіння розчину за умови зниженого тиску (у вакуумі) для кращого збереження термолабільних речовин.

На відміну від випаровування, яке відбувається з поверхні розчину за будь-яких температур нижче температури кипіння, в процесі випарювання видаляють розчинник з усього об'єму розчину для відповідної температури кипіння.

Зазвичай як теплоносії, що гріє, для випарювання використовують водяну пару, яку називають ґріючою, або первинною. Пара, що утворюється в процесі випарювання киплячого розчину, називається вторинною. Теплота, необхідна для випарювання розчину, зазвичай підводиться через стінку, що відокремлює теплоносії від розчину.

Процеси випарювання проводять під вакуумом, за підвищеного та атмосферного тиску. Вибір тиску пов'язаний з властивостями розчину, що випарюється, і можливістю використання теплоти вторинної пари.

Випарювання під вакуумом має певні переваги перед випарюванням під атмосферним тиском. В апараті створюється вакуум шляхом конденсації вторинної пари в конденсаторі і відсмоктування з нього незконденсованих газів за допомогою вакуум-насосу.

Випарювання під вакуумом дозволяє знизити температуру кипіння розчину, що важливо у разі концентрування розчинів речовин, схильних до розкладання за умови підвищених температурх. Застосування вакууму дозволяє збільшити рушійну силу теплопередачі, а отже, зменшити площу поверхні випарних апаратів. У разі однакової

корисної різниці температур випаровування під вакуумом дозволяє використовувати теплоносії більш низьких робочих параметрів (температура і тиск). Застосування вакууму дає можливість використовувати як гріючий теплоносії, крім первинної пари, вторинну пару самої випарної установки, що знижує витрату первинної пари.

За умови випарювання під атмосферним тиском вторинна пара, що утворюється, скидається в атмосферу. Такий спосіб випарювання є найпростішим, але найменш економічним.

В процесі випарювання під підвищеним тиском вторинна пара може бути використана як нагрівачий агент у підігрівачах. У випадку випарювання під тиском вище атмосферного можна використовувати вторинну пару, як для випарювання, так і для інших потреб.

Вторинну пару, що відбирається на сторону, називають екстрапарою. Відбір екстрапари під надлишковим тиском дозволяє краще використовувати теплоту, ніж у випадку випарювання під вакуумом. Однак випарювання під надлишковим тиском пов'язане з підвищенням температури кипіння розчину. Тому цей спосіб застосовується лише для випарювання термічно стійких речовин. Крім того, для випарювання під тиском, необхідні теплоносії з більш високою температурою.

Випарювання під атмосферним тиском, а іноді випарювання під вакуумом проводять в однокорпусних випарних апаратах. Однак найбільш поширені багатокорпусні випарні установки, що складаються з декількох випарних апаратів, або корпусів, в яких вторинна пара кожного попереднього корпусу направляється в якості гріючої в наступний корпус. Тиск у послідовно з'єднаних (по ходу розчину, що випаровується) корпусах знижується таким чином, щоб забезпечити різницю температур між вторинною парою з попереднього корпусу і розчином, що кипить в даному корпусі, тобто створити необхідну рушійну силу процесу випарювання. У цих установках первинною парою обігрівается лише перший корпус. Отже, в багатокорпусних випарних установках досягається значна економія пари в порівнянні з однокорпусними установками тієї ж продуктивності.

Економії первинної пари можна досягти також в однокорпусних випарних установках з тепловим насосом. У таких установках вторинна пара на виході з апарату стискається за допомогою теплового насосу до тиску, що відповідає температурі первинної пари, після чого вона знову повертається в апарат для випарювання розчину.

У харчовій промисловості застосовуються в основному безперервно діючі випарні установки.

**Температурні втрати та температура кипіння розчинів.** У випарному апараті виникають температурні втрати  $\Delta t$ , загальна величина яких складається з температурної

депресії  $\Delta_t$ , гідростатичної депресії  $\Delta_{гст}$  та гідравлічної депресій  $\Delta_{гдр}$ .

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_t + \Delta_{гст} + \Delta_{гдр}, \quad (5.18)$$

де  $\Delta_t$  – температурна депресія, °С;

$\Delta_{гст}$  – гідростатична депресія, °С;

$\Delta_{гдр}$  – гідравлічна депресія, °С.

*Температурна депресія*  $\Delta_t$  дорівнює різниці між температурою кипіння розчину та температурою кипіння чистого розчинника під однаковим тиском. Відомо, що для однієї і тій же температури  $T$  тиск парів над чистим розчинником  $p$  більше, ніж тиск парів над розчином  $p_p$ , і відповідно для одного і того тиску температура кипіння чистого розчинника нижче температури кипіння розчину.

Температурна депресія залежить від природи розчиненої речовини та розчинника, концентрації розчину та тиску; вона підвищується зі збільшенням концентрації розчину і тиску. Якщо відома температурна депресія для атмосферного тиску, депресію для інших тисків можна визначити за наближеною формулою Тищенка

$$\Delta_t = 16,2T^2 / (r\Delta_t^a), \quad (5.19)$$

де  $T$  і  $r$  – відповідно абсолютна температура кипіння, К, та питома теплота випаровування (кДж/кг) для води для цього тиску.

Рівняння (5.19) можна застосовувати тільки до розбавлених розчинів.

Температурна депресія  $\Delta_t$  приблизно розраховується якщо відома або одна температура кипіння даного розчину для деякого тиску (за правилом Бабо), або дві температури кипіння розчину для двох довільно взятих тисків (за правилом Дюрінга або рівнянням Кірсева).

Для концентрованих розчинів до величини  $\Delta_t$ , розрахованої за правилом Бабо, слід вводити поправки, величина яких залежить від відношення  $p_2/p_1$  і тиску  $p_2$ . Поправку додають до величини  $\Delta_t$ , отриманої за правилом Бабо, якщо теплота розчинення позитивна, і віднімають, якщо ця теплота негативна.

*Гідростатична депресія*  $\Delta_{гст}$  обумовлена тим, що внаслідок гідростатичного тиску стовпа рідини в кип'ятильних трубах температура кипіння нижче розташованих шарів рідини буде вища, ніж температура кипіння вище розташованих. Таким чином, гідростатичною депресією називається ефект зміни температури кипіння розчину по висоті кип'ятильних труб, обумовлений тим, що нижня частина кип'ятильних труб випарного апарату заповнена рідиною, над якою знаходиться парорідинна емульсія; вміст пари в якій різко зростає у напрямку до верхньої кромки труб.

Гідростатична депресія  $\Delta_{\text{гст}}$  найбільша у випарних апаратах, що працюють під вакуумом. Величину гідростатичної депресії  $\Delta_{\text{гст}}$  важко розрахувати через інтенсивність циркуляції і густини паро-рідинної емульсії, що рухається в кип'ятильних трубках. Тому величину  $\Delta_{\text{гст}}$  приймають за дослідними даними, отриманими в результаті експлуатації випарних апаратів (наприклад, для вертикальних апаратів з циркуляцією розчину, що випаровується  $\Delta_{\text{гст}} = 1 - 3 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

*Гідравлічна депресія*  $\Delta_{\text{гдр}}$  обумовлена гідравлічними опорами (тертя та місцевими опорами), які долає вторинна пара в умовах її руху через сепараційні пристрої та паропроводи. Викликане цим зменшення тиску вторинної пари призводить до деякого зниження її температури насичення.

Підвищення температури кипіння розчину, зумовлене гідравлічною депресією  $\Delta_{\text{гдр}}$ , становить  $0,5 - 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Для розрахунку багатокорпусних установок гідравлічну депресію враховують, зважаючи на зниження тиску вторинної пари тільки в паропроводах між корпусами.

**Теплота розчинення**, що є сумою теплоти плавлення і хімічної взаємодії, залежить від природи речовини, що розчиняється і розчинника, від концентрації розчину. Під час розчинення твердих речовин руйнується кристалічна решітка, що пов'язано з необхідністю витрати енергії, і має місце охолодження розчину. Якщо ж речовина вступає у хімічну взаємодію з розчинником, утворюючи гідрати, то виділяється теплота. Речовини, що легко утворюють гідрати, мають позитивні теплоти розчинення; речовини, які не утворюють гідратів, мають негативні теплоти розчинення у воді.

В умовах випарювання харчових розчинів теплота розчинення мала і може не враховуватися під час розрахунку випарних установок.

### **5.3. Однокорпусні випарні установки**

Розглянемо принципову схему одиночного безперервно діючого випарного апарату з внутрішньою центральною циркуляційною трубою (рис. 5.4).

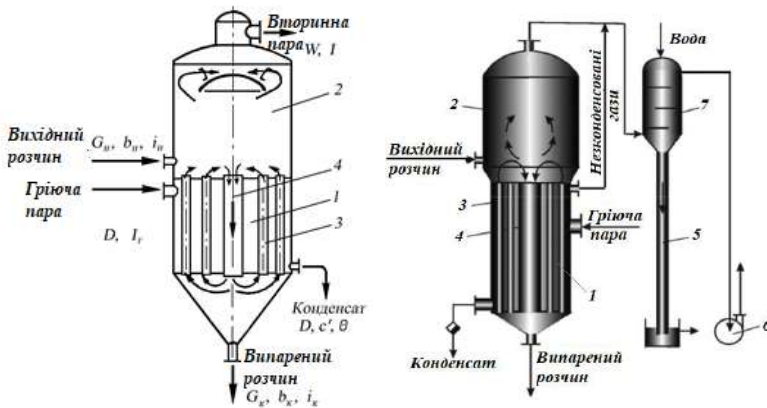
Апарат складається з теплообмінного пристрою – нагрівальної (гріючої) камери 1 і сепаратора 2. Камера і сепаратор можуть бути об'єднані в одному апараті, або камера може бути винесена і з'єднана з сепаратором трубами. Камера обігрівається зазвичай водяною насиченою паром, що надходить у її міжтрубний простір. Конденсат відводять знизу камери.

Піднімаючись по трубах 3, розчин, що випарується, нагрівається і кипить з утворенням вторинної пари. Відділення пари від рідини відбувається в сепараторі 2.

Звільнена від бризок і крапель вторинна пара видаляється з верхньої частини сепаратора.

Частина рідини опускається по циркуляційній трубі 2 під нижню трубку решітку одиночної (однокорпусної) камери. Внаслідок різниці густин розчину в трубі 4 і паро-рідинної емульсії в трубах 3 рідина циркулює по замкнутому контуру. Випарений розчин видаляється через штуцер у днищі апарату

Якщо випарювання проводиться під вакуумом, то вторинна пара відсмоктується в конденсатор парів, з'єднаний з вакуум-насосом (на рис. 5.4 не показані). Випарений розчин видаляється з конічного днища апарату.



1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – кип'ятильні труби; 4 – циркуляційна труба; 5 – барометрична труба; 6 – вакуум-насос; 7 – барометричний конденсатор  
Рисунок 5.4 – Схема та загальний вигляд однокорпусного випарного апарату

**Матеріальний баланс.** Згідно рис. 5.4 на випарювання надходить  $G_n$ , кг/с, вихідного розчину концентрацією  $x_n$ , %, і видаляється  $G_k$ , кг/с, упареного розчину концентрацією  $x_k$ , %. Якщо в апараті випаровується  $W$ , кг/с, розчинника (води), то загальний матеріальний баланс апарату виражається рівнянням

$$G_n = G_k + W. \quad (5.20)$$

Матеріальний баланс по абсолютно сухій речовині, що знаходиться в розчині,

$$G_n x_n = G_k x_k. \quad (5.21)$$

До рівнянь (5.20) та (5.21) входять п'ять змінних, з яких три величини повинні бути задані. Найчастіше бувають задані витрата вихідного розчину  $G_n$ , його концентрація  $x_n$  і необхідна кінцева концентрація  $x_k$  випареного розчину.

Тоді за рівняннями (5.20) та (5.21) визначають продуктивність апарату:

по випареному розчину

$$G_k = G_n x_n / x_k, \quad (5.22)$$

по воді, що випаровується

$$W = G_n - G_k = G_n (1 - x_n / x_k). \quad (5.23)$$

**Тепловий баланс.** Рівняння теплового балансу має вигляд

$$G_n i_n + D I_z = G_k i_k + WI + Dc' \theta + Q_{\text{конц}} + Q_g, \quad (5.24)$$

де  $G_n$  – витрата вихідного розчину, кг/с;

$D$  – витрата гріючої пари;

$G_k$  – витрата випареного розчину, кг/с;

$I, I_z, i_n, i_k$  – ентальпії вторинної та гріючої пари, вихідного та випареного розчинів відповідно;

$i' = c' \theta$  – ентальпія парового конденсату, ( $c'$  – питома теплоємність конденсату,  $\theta$  – температура конденсату, °С);

$i_n = c_n t_n$  – ентальпія вихідного розчину ( $c_n$  і  $t_n$  – його питома теплоємність і температура);

$i_k = c_k t_k$  – ентальпія випареного розчину ( $c_k$  і  $t_k$  – його питома теплоємність і температура, що дорівнює температурі кипіння розчину в апараті);

$Q_{\text{конц}}$  – теплота, що витрачається на концентрування розчину, кДж/с;

$Q_g$  – втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж / с.

Підставляючи значення  $i_n, i_k, i'$  та  $G_k, c_k$  у рівняння (5.24), отримаємо

$$G_n i_n t_n + D I_z = G_k i_k t_k + WI + Dc' \theta + Q_{\text{конц}} + Q_g. \quad (5.25)$$

З рівняння (5.25) визначимо витрату теплоти, що підводиться в одиницю часу парою, що гріє (теплове навантаження  $Q$  випарного апарату),

$$Q = D(I_z - c' \theta) = G_n i_n (t_k - t_n) + W(I - c' t_k) + Q_{\text{конц}} + Q_g. \quad (5.26)$$

Перший член правої частини рівняння (5.26) визначає витрату теплоти в апараті на нагрівання вихідного розчину до температури кипіння, другий член правої частини – витрату теплоти на випаровування рідини з матеріалу, третій – витрату теплоти на концентрування розчину (якщо тепловий ефект концентрування від'ємний), і четвертий – на компенсацію втрат теплоти в навколишнє середовище.

З рівняння (5.26) визначається витрата пари, що гріє:

$$D = \frac{G_n c_n (t_k - t_n) + W(I - c' t_k) + Q_{\text{конц}} + Q_g}{(I_z - c' \theta)}, \quad (5.27)$$

де  $(I_z - c' \theta) = r$  – (величина  $r$  – теплота конденсації пари, що гріє).

Теплота концентрування, що входить в рівняння (5.26)  $Q_{\text{конц}}$  виражає тепловий ефект концентрування розчину. Вона дорівнює різниці інтегральних теплот розчинення вихідного (розведеного) та концентрованого розчинів, взятої зі зворотним знаком.

Оскільки під час концентрування розчину теплота може поглинатися чи виділятися, то  $Q_{\text{конц}}$  може вводити у видаткову, або у прибуткову частину теплового балансу. Теплота концентрування враховується в тепловому балансі випарного апарату, якщо її величина значна і нею нехтувати не можна.

Величину  $Q_e$  зазвичай приймають у вигляді частки від теплового навантаження  $Q$  – апарату; зазвичай задаються  $Q_e = (0,03 - 0,05) Q$ . Цю величину втрат тепла в навколишнє середовище забезпечують, розраховуючи необхідну товщину теплової ізоляції апарату.

З рівняння (5.27) можна, нехтуючи величинами  $Q_{\text{конц}}$  і  $Q_e$ , визначити теоретичну витрату пари на випарювання 1 кг розчинника (води). Якщо прийняти, що вихідний розчин надходить в апарат попередньо нагрітим до температури кипіння, тобто  $t_n = t_k$ , то

$$D = \frac{W(I - c' t_k)}{(I_2 - c' \theta)} = \frac{W(I - c' t_k)}{r} \approx W. \quad (5.28)$$

Це означає, що маса (кг) грючої пари, що витрачається дорівнює масі ( кг ) води, що випаровується, тобто в однокорпусному апараті на випарювання 1 кг води треба витратити 1 кг грючої пари. Практично з урахуванням втрат теплоти питома витрата пари, що гріє, підвищується і становить 1,1 – 1,2 кг / кг води.

**Площа поверхні нагрівання.** Площа поверхні нагрівання безперервно діючого випарного апарату визначається на основі рівняння теплопередачі,

$$F = Q / K \Delta t_{\text{кор}}, \quad (5.29)$$

де  $Q$  – теплове навантаження апарату (5.26), кДж / с;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі, кВт / м<sup>2</sup> К;

$\Delta t_{\text{кор}}$  – рушійна сила процесу (корисна різниця температур), К.

Корисна різниця температур у випарному апараті являє собою різницю температури конденсації  $T$  пари, що гріє, і температури кипіння  $t_k$  розчину, що випаровується:

$$\Delta t_{\text{кор}} = T - t_k. \quad (5.30)$$

В апаратах з циркуляцією розчину, що забезпечують його досить повне перемішування,  $\Delta t_{\text{кор}}$  є постійною величиною.

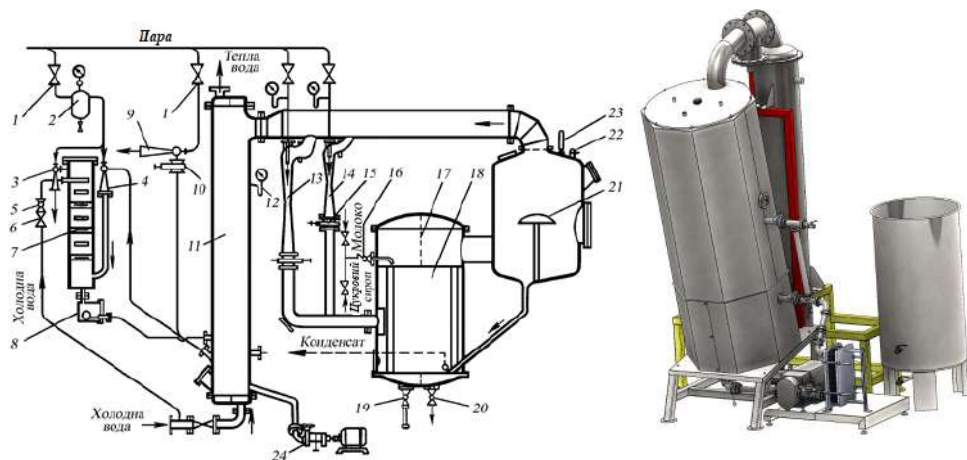
У випарних апаратах з природною циркуляцією концентрація маси розчину, що обертається в апараті, близька до кінцевої, тому в розрахунку величину  $t_k$  приймають по кінцевій концентрації розчину.

## Однокорпусна вакуум – випарна установка циркуляційного типу періодичної дії.

Вакуум-випарні установки цього типу (рис. 5.5) використовують для виробництва згущеного молока з цукром або для попереднього згущення молока перед сушінням.

Установка складається з калоризатора (гріюча камера) 18, поверхня нагріву якого виконана з кип'ятильних трубок, завальцьованих у решітки; калоризатор двома циркуляційними трубами з'єднаний з паровим сепаратором; двох термокомпресорів 13 та 14; конденсатора поверхневого типу 11; двоступінчастого пароструминного вакуум-насосу (ежектор першого ступеня – 4, ежектор другого ступеня – 3), з проміжним конденсатором змішування 7 між ступенями; пускового ежектора 9; відцентрового насоса для відкачування конденсату. У калоризаторі є верхня і нижня перегородки 17, тому він працює як двоходова конструкція. У разі згущення молока з цукром ці перегородки видаляються.

Пастеризоване молоко температурою не нижче 75°C подається через кран 16 і широку трубу калоризатора у простір під нижньою трубною решіткою, де миттєво закипає та спрямовується у кип'ятильні трубки.



- 1 – парові вентилі; 2 – відділювач води; 3 – ежектор другого ступеня; 4 – ежектор першого ступеня; 5 – регулюючий кран для холодної води; 6 – вентиль для холодної води; 7 – конденсатор змішування ежекторного блоку; 8 – камера поплавка; 9 – пусковий ежектор; 10 – шибер; 11 – головний конденсатор поверхневого типу; 12 – вакуумметр; 13 – термокомпресор I; 14 – термокомпресор II; 15 – шибери; 16 – регулюючий кран для впуску в калоризатор молочно-цукрової суміші; 17 – перегородки; 18 – калоризатор; 19 – пробник; 20 – кран для випуску згущеного молока; 21 – відбивач; 22 – повітряний кран; 23 – термометр; 24 – відцентровий конденсатний насос

Рисунок 5.5 – Однокорпусний циркуляційний вакуум-апарат періодичної дії

Парорідинна суміш з кип'ятильних трубок надходить у збірник над верхніми трубними решітками і направляється з великою швидкістю по верхній циркуляційній трубі

великого діаметра в паровий сепаратор, набуваючи обертального руху. Завдяки відцентровій силі, що виникає, відбувається розділення крапельок рідини і вторинної пари. Молоко по нижній циркуляційній трубі малого діаметра повертається в калоризатор, а вторинна пара з сепаратора відводиться в поверхневий конденсатор. Частину вторинної пари (через термокомпресори) використовують як гріючу пару в калоризаторі. Зазвичай другий термокомпресор вводять у роботу у другій половині процесу згущення, коли кількість вторинної пари починає зменшуватися. Повітря та інші неконденсовані гази видаляються із системи вакуум-апарату парожекторним апаратом.

Однокорпусні вакуум-апарати широко використовуються у молочній промисловості. Однак останнім часом їх починають замінювати більш прогресивними дво- і трикорпусними вакуум-випарними установками безперервної дії.

**Випарні апарати з тепловим насосом.** За технологічними причинами використання багатокорпусних випарних апаратів іноді може виявитися неприйнятним. Так, наприклад, доводиться відмовлятися від багаторазового випарювання тих чутливих до високих температур розчинів, для яких температури кипіння в перших корпусах багатокорпусних установок занадто високі і можуть викликати псування продукту. У подібних і деяких інших випадках можливо і економічно доцільно використовувати для випарювання однокорпусні випарні апарати з тепловим насосом.

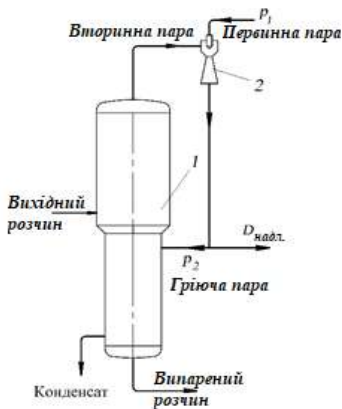
За допомогою теплового насоса, що представляє собою трансформатор тепла, підвищують економічність роботи однокорпусного апарату, стискаючи вторинну пару на виході з апарату до тиску свіжої (первинної) пари і направляючи її в якості гріючої в нагрівальну камеру того ж апарату. Стиснення вторинної пари проводять, головним чином, в турбокомпресорах з приводом від електродвигуна або турбіни або в струменевих компресорах (інжекторах). Внаслідок компактності, простоти устрою та надійності в експлуатації як теплові насоси найбільш широко застосовують струменеві компресори, незважаючи на їх невисокий ККД.

На рис. 5.6 наведена схема однокорпусної випарної установки, що складається з випарного апарату 1 і струменевого компресора 2. Первинна пара проходить по осі компресора і інжектують вторинну пару нижчого тиску. Суміш первинної та вторинної пари по виході з компресора (для тиску  $p_2 < p_1$ ) ділиться на дві частини: більша частина суміші направляється в нагрівальну камеру випарного апарату, а решта надлишкова частина відводиться до інших споживачів теплоти.

В умовах випарювання розчинів з невеликою температурною депресією застосування теплового насоса в багатокорпусній випарній установці, наприклад для першого корпусу, може істотно знизити витрату свіжої пари на випарювання.

Економічність застосування теплового компресора (інжектора) визначається співвідношенням вартості енергії, що витрачається на стискання вторинної пари в компресорі, до вартості первинної пари, яка витрачається у випарній установці. В окремих випадках це відношення може бути настільки малим, що випарні апарати з тепловим насосом можуть успішно конкурувати з випарними багатокорпусними установками.

Витрата енергії на тепловий насос приблизно пропорційна різниці температур насичення свіжої і вторинної пари, яка, у свою чергу, залежить від температурної депресії розчину, що випаровується. Тому для випарювання розчинів, що характеризуються значною температурною депресією, використання теплового насоса виявляється недоцільним. Зазвичай його застосовують в умовах невисокого ступеню стиснення вторинної пари, що відповідає підвищенню температури насичення пари не більше ніж на 10 – 15 °С.



1 – випарний апарат; 2 – струменевий компресор (інжектор)

Рисунок 5.6 – Схема та загальний вигляд однокорпусної випарної установки із тепловим насосом

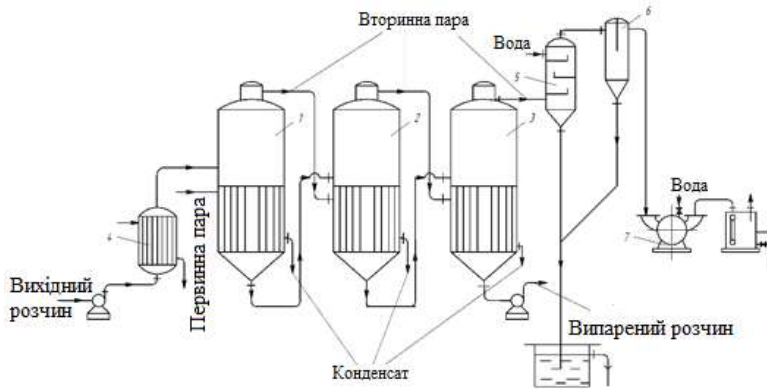
#### 5.4. Багатокорпусні випарні установки

В однокорпусному апараті на випарювання 1 кг води потрібно більше 1 кг пари, що гріє, що призводить до її великої витрати. Однак витрату пари можна значно знизити, якщо проводити процес у багатокорпусній випарній установці, принцип дії якої зводиться до багаторазового використання теплоти пари, що надходить в перший корпус установки, шляхом обігріву кожного наступного корпусу (крім першого) вторинною парою із попереднього корпусу.

**Основні схеми багатокорпусних установок.** Багатокорпусні випарні установки класифікуються:

– за тиском вторинної пари в останньому корпусі на працюючі під розрідженням та надлишковим тиском. У харчовій промисловості через термолабільність харчових розчинів найбільш поширені випарні установки, що працюють під розрідженням.

– по взаємному напрямку руху пари і розчину, що випаровується на установки з проточним і протитечієм руху пари і розчину.



1, 2, 3 – корпуси; 4 – підігрівач; 5 – барометричний конденсатор; 6 – пастка бризко-уловлювач; 7 – вакуум-насос

Рисунок 5.7. – Схема та фото трикорпусної випарної установки  
Установка складається з кількох (у цьому разі трьох) корпусів.

Вихідний розчин, зазвичай попередньо нагрітий до температури кипіння, надходить у перший корпус, що обігривається свіжою (первинною) парою. Вторинна пара з цього корпусу спрямовується як гріюча у другий корпус, де внаслідок зниженого тиску розчин кипить в умовах більш низької температури, ніж у першому.

Через нижчий тиск у другому корпусі розчин, випарений у першому корпусі, переміщається самопливом у другий корпус, і тут охолоджується до температури кипіння в цьому корпусі. За рахунок теплоти, що виділяється, утворюється додатково деяка кількість вторинної пари. Таке явище, що відбувається у всіх корпусах установки, крім першого, зветься *самовипаровуванням* розчину. Аналогічно випарений розчин з другого корпусу перетікає самопливом у третій корпус, який обігривається вторинною парою з другого корпусу. Попереднє нагрівання вихідного розчину до температури кипіння в першому корпусі проводиться в окремому підігрівачі 4, що дозволяє уникнути збільшення поверхні нагріву в першому корпусі.

Вторинна пара з останнього корпусу (в даному випадку з третього) відводиться в барометричний конденсатор 5, в якому в результаті конденсації пари створюється необхідне розрідження. Повітря і гази, що не конденсуються, потрапляють в установку з парою, охолоджувальною водою (в конденсаторі), а також через нещільності трубопроводів і різко погіршують теплопередачу. Тому вони відсмоктуються через пастку бризкоуловлювач 6 вакуум-насосом 7. За допомогою вакуум-насосу підтримується стійкий вакуум. Залишковий тиск в конденсаторі може змінюватися з коливаннями температури води, що надходить в конденсатор.

Необхідною умовою передачі тепла в кожному корпусі має бути наявність деякої корисної різниці температур, що визначається різницею температур гріючої пари і киплячого розчину. Разом з тим тиск вторинної пари в кожному попередньому корпусі має бути більшим за його тиск у наступному. Ці різниці тисків створюються в умовах надмірного тиску в першому корпусі або вакууму в останньому корпусі, або для того й іншого одночасно.

**Двокорпусна вакуум–випарна установка циркуляційного типу безперервної дії.** Двокорпусну вакуум-випарну установку безперервної дії (рис. 5.8) використовують для згущення цільного та знежиреного молока, а також для випарювання сироватки.

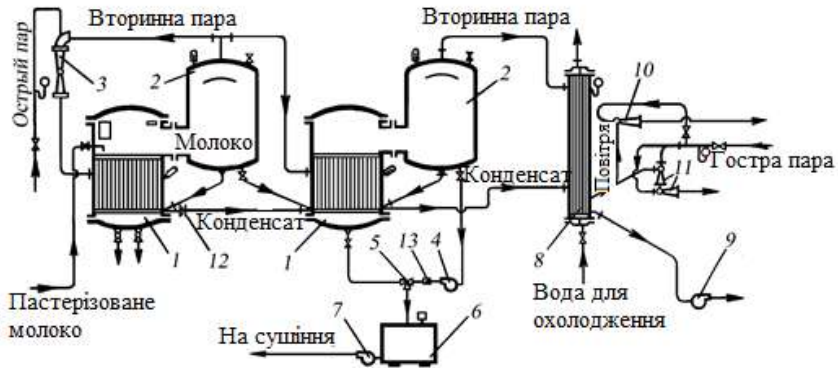
Основні частини установки – два калоризатори (гріючі камери) 1 і два паровідділювача (сепаратора) 2 першого і другого ступенів, конденсатор поверхневого типу 8, паро-ежекційний вакуум-насос 10, 11. Установка працює з використанням вторинної пари в обох ступенях, тому у першому корпусі є термокомпресор 3. Калоризатор – вертикальний трубчастого типу. Поверхню нагріву утворюють кип'ятильні трубки,

завальцовані в трубні решітки. Вгорі і внизу є перегородки, що ділять рідинні простори на дві частини. У кожній з них є по одній циркуляційній трубі більшого діаметра. Тому молоко в процесі випаровування послідовно проходить обидві частини калоризатора, конструкція якого в цьому випадку є двоходовою.

Паро-відділювач працює за принципом відцентрового розділення пари та рідини. Паро-рідинна суміш з великою швидкістю викидається з калоризатора через широкую трубу, з'єднану з паро-відділювачем по дотичній. Рідина відкидається до стінок, а пара рухається до центру, зустрічає на своєму шляху відбивач і знову змінює напрямок.

Рідина, рухаючись по спіралі, ударяється об відбивач і стікає в циркуляційну трубу, що йде до калоризатора, і в трубу для випуску згущеного молока із ступені.

Установка під час попереднього згущення молока перед сушінням працює наступним чином. Стандартизоване пастеризоване молоко з температурою 75 – 80°C внаслідок різниці тисків надходить в калоризатор 1 першого ступеню, закипає в ньому, циркулює в корпусі через паро-відділювач 2 і циркуляційну трубу, і частково згущене самопливом безперервно переходить в калоризатор другого ступеня. Тут циркуляція продукту продовжується.



- 1 – калоризатор; 2 – паро-відділювач; 3 – термометр; 4 – продуктивний циркуляційний насос; 5 – триходовий кран; 6 – проміжний бак із мішалкою; 7 – насос для подачі згущеного молока на сушіння; 8 – конденсатор поверхневого типу; 9 – конденсатний насос; 10 – пусковий пароструминний ежектор; 11 – двоступінчастий пароежекційний блок; 12 – підпірна шайба; 13 – зворотний клапан

Рисунок 5.8 – Схема двокорпусної вакуум-випарної установки циркуляційного типу безперервної дії

По досягненні необхідної концентрації сухих речовин згущене молоко починають безперервно відкачувати з другого корпусу насосом 4 в проміжний бак 6. З бака згущене молоко продуктивним насосом 7 подається на сушарку

Установка працює зазвичай у режимі природної циркуляції, але застосовується і примусова циркуляція для поліпшення умов випаровування у другому корпусі, як це показано на схемі. У цьому випадку продуктовий насос 4 одночасно служить циркуляційним. Він відкачує згущене молоко з паровідділювача і подає його під нижні трубні решітки калоризатора. Частина продукту необхідної концентрації направляється через зворотний клапан 13 і триходовий кран 5 у проміжний бак 6 і далі на сушіння.

Вторинна пара з паровідділювача першого корпусу йде на обігрів калоризатора другого ступеню і частково надходить в термокомпресор 3 для нагрівання продукту в першому корпусі. Вторинна пара з другого корпусу відводиться в поверхневий конденсатор 8 і конденсується в ньому водою. Конденсат з парового простору першого корпусу відводиться через підпірну шайбу 12 у другий калоризатор, а з нього – в конденсатор. Суміш відпрацьованої охолоджувальної води та конденсату відкачується насосом 9.

Для видалення повітря та інших незконденсованих газів із системи та підтримання в ній вакууму служить пароструминний вакуум-насос, що складається з пускового ежектора 10 і двоступеневого пароежекційного блоку 11, який складається з двох послідовно з'єднаних ежекторів.

**Вакуум-випарна установка з повним використанням теплоти вторинної пари.** Максимальне використання теплоти вторинної пари в установці – один з основних напрямків у конструюванні сучасних вакуум-апаратів. Як приклад таких установок на рис. 5.9 наведена схема двоступінчастої вакуум-випарної установки безперервної дії з раціональним використанням теплоти.

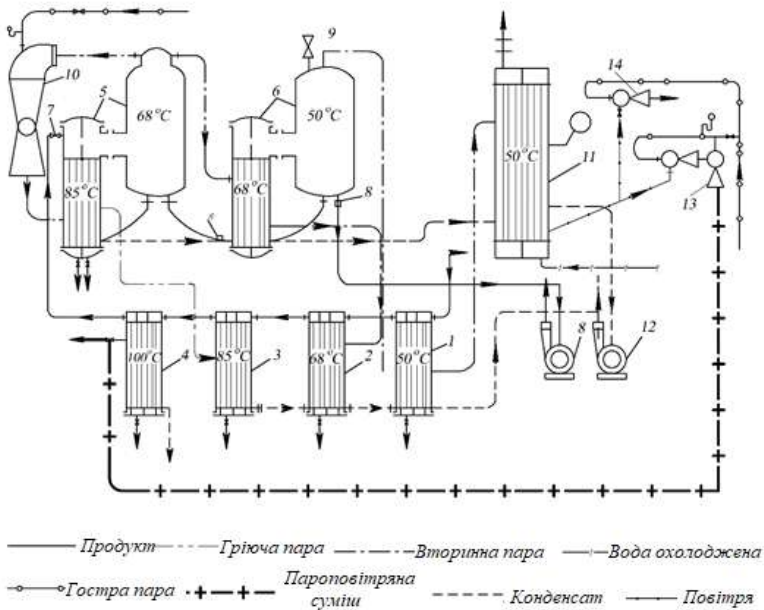
Відмінною особливістю цієї установки є те, що в ній є чотири трубчастих підігрівача, в яких молоко нагрівається приблизно до 90°C послідовно вторинною парою другого і першого ступенів, гріючою парою першого ступеню і пароповітряною сумішшю з двоступінчастого паро-ежекційного блоку. Ці установки застосовують для попереднього згущення молока перед сушінням, а також для безперервного згущення молока з цукром.

Вакуум-випарна установка працює в такий спосіб.

Холодне молоко надходить спочатку в трубчасті підігрівачі 1, 2, 3, 4, нагрівається в них і надходить у верхню частину калоризатора першого ступеню 5. Подачу молока регулюють краном 7. У процесі випарювання молоко з паровідділювача самопливом переливається в калоризатор другого ступеню 6. Для регулювання кількості частково згущеного молока, що надходить у другий корпус, на перепускному трубопроводі встановлений дросельний клапан 8

У другому ступені випарювання молока продовжується, і після досягнення заданої концентрації сухих речовин продукт відкачується з паровідділювача насосом 9.

В установці є пароструминний термокомпресор 10, до сопла якого підводиться суха насичена пара. Утворена в першому корпусі вторинна пара використовується за двома напрямками: для обігріву калоризатора другого ступеню і підігрівача 2 і частково засмоктується термокомпресором 10. Суміш гострої та вторинної пари (гріюча пара) з термокомпресора йде на обігрів калоризатора першого ступеню, а також в якості гріючого агента надходить у підігрівач 3. Вторинна пара, що утворюється в другому корпусі, направляється спочатку в підігрівач 1 для нагрівання молока; незконденсована в підігрівачі вторинна пара далі надходить у поверхневий конденсатор 11, в якому конденсується охолоджувальною водою.



- 1, 2, 3, 4 – трубчасті підігрівачі; 5 – калоризатор першого ступеню; 6 – калоризатор другого ступеню; 7 – кран; 8 – дросельний клапан; 9 – продуктовий насос; 10 – термокомпресор; 11 – поверхневий конденсатор; 12 – конденсатний насос; 13 – пароежекційний блок; 14 – пароструминний ежектор

Рисунок 5.9 – Схема двоступінчастої вакуум-випарної установки з чотирма підігрівачами

Підігрівач 4 обігрівається відпрацьованою парою від двоступінчастого пароежекторційного блоку. Конденсат, що утворюється в калоризаторах, спочатку відводиться в поверхневий конденсатор, а з нього відкачується насосом 12. Цим же насосом видаляється і конденсат з підігрівачів 3, 2, 1. Для відведення конденсату в трубопроводах встановлені підпірні шайби (конденсатовідвідники). Вони розраховані також на видалення повітря з нагрівачів.

Міжтрубний (паровий) простір підігрівача 4 знаходиться під атмосферним тиском, і конденсат відводиться безпосередньо в каналізацію. Видалення повітря, що потрапляє в систему, проводиться з конденсатора 11 за допомогою двоступінчастого пароежекційного блоку 13 і пускового пароструминного ежектора 14.

Ці установки економічні. Недоліком їх є те, що на поверхні нагрівання четвертого підігрівача швидко утворюється значний шар пригару, і це порушує роботу установки. Тому необхідно передбачати установку двох таких підігрівачів, щоб один знаходився в роботі, а інший піддавався очищенню.

**Вибір числа корпусів.** Зі збільшенням числа корпусів багатокорпусної випарної установки знижується витрата гріючої пари на 1 кг випарованої води. Якщо в однокорпусному випарному апараті на випаровання 1 кг води приблизно витрачається 1 кг пари, що гріє, то в двокорпусній випарній установці найменша витрата гріючої пари на випаровання 1 кг води становить 0,5 кг, у трикорпусній – 0,33 кг, у чотирьокорпусній – 0,25 кг і т.д.

Однак, якщо в умовах переходу від однокорпусної установки до двохкорпусної економія пари становить приблизно 50 %, то для випадку переходу від чотирьохкорпусної до п'ятикорпусної установки ця економія зменшується до 10 % і стає ще меншою для подальшого зростання числа корпусів.

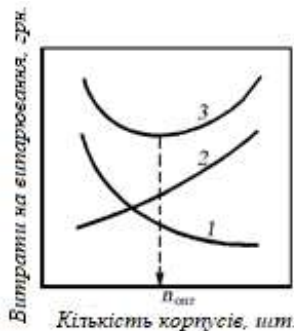
Основною причиною, що визначає межу числа корпусів випарної установки, є зростання температурних втрат зі збільшенням числа корпусів. Для забезпечення теплопередачі необхідно в кожному корпусі мати деяку корисну різницю температур, тобто різниця температур між парою, що гріє, і киплячим розчином, рівну зазвичай не менше 5 – 7°C для апаратів з природною циркуляцією і не менше 3°C для апаратів з примусовою циркуляцією.

Після збільшення числа корпусів понад допустиму межу сума температурних втрат може стати рівною або навіть більше загальної різниці температур, яка не залежить від числа корпусів установки. В результаті випаровання розчину стане неможливим. Чим більше число корпусів установки, тим менша корисна різниця температур припадає на кожен корпус і, отже, тим більша, для однієї і тій же продуктивності, загальна поверхня нагріву випарної установки. Таким чином, у багатокорпусних установках економія гріючої пари пов'язана зі збільшенням загальної поверхні нагріву установки.

Чим вище концентрація розчину, що випаровується, тим більше температурні втрати і тим менше число корпусів може бути послідовно з'єднано в одну установку. Разом з тим чим інтенсивніша циркуляція розчину, тим менша допустима корисна різниця температур у кожному корпусі і тим більша гранична кількість корпусів.

Вибір числа корпусів здійснюють виходячи з техніко-економічних міркувань. Зі збільшенням числа корпусів досягається все більша економія гріючої пари і знижується загальна вартість, що витрачається на утворення вторинної пари. Одночасно зі збільшенням числа корпусів зростають капітальні та амортизаційні витрати.

Як було показано, питома витрата пари знижується спочатку швидко, а потім все повільніше зі збільшенням числа корпусів. Тому якщо нанести на графік (рис. 5.10) залежність вартості випарювання 1 кг води від числа корпусів, то вартість пари зобразиться кривою 1. Амортизаційні витрати можна наближено вважати пропорційними числу корпусів (лінія 2, близька до прямої). Складаючи ординати ліній 1 і 2, отримують загальну вартість випаровування 1 кг води (крива 3). Точка мінімуму на цій кривій відповідає найменшим сумарним витратам на випарювання і відповідне їй число корпусів  $n_{opt}$ , яке може бути в першому наближенні прийнято як оптимальне



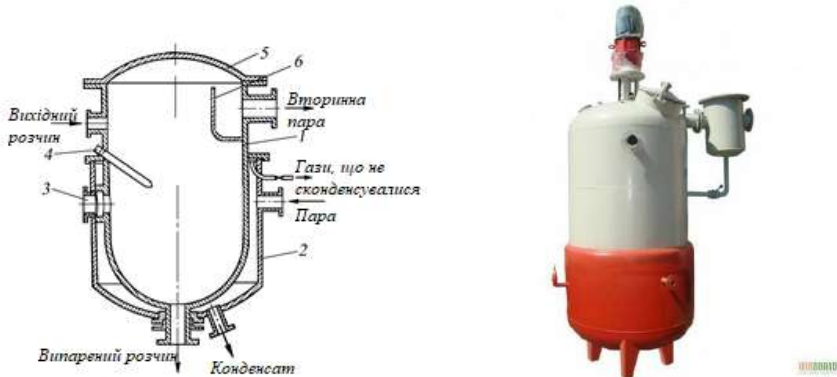
1 – вартість пари; 2 – амортизаційні витрати; 3 – сумарна вартість випарювання  
Рисунок 5.10 – Визначення оптимального числа корпусів багатокорпусної випарної установки

### 5.5. Конструктивні характеристики випарних апаратів

Випарні апарати, що застосовуються в харчовій промисловості, класифікуються:

- за *організацією процесу*: періодично і безперервно діючі випарні апарати;
- за *типом поверхні нагріву*: з паровими сорочками, змієвикові, з трубчатою поверхнею нагріву різної конфігурації;
- за *розташуванням поверхні нагріву*: вертикальні, горизонтальні, похилі;
- за *родом теплоносія*: з паровим обігрівом, газовим обігрівом високотемпературними теплоносіями, з електрообігрівом;
- за *кратністю циркуляції розчину*: одноразова та багаторазова;
- за *видом циркуляції розчину*: природна і примусова циркуляція розчину.

**Випарний котел із паровою сорочкою.** Найпростішими випарними апаратами є випарні котли, що періодично діють, з паровими сорочками, що працюють під атмосферним тиском або під вакуумом (рис. 5.11). Він являє собою циліндричний корпус 1, з паровою сорочкою 2 і кришкою 5. У корпусі передбачено оглядове вікно 3 для візуального контролю і герметичний канал для датчика температури 4. У верхній частині корпусу є сепаратор 6 для уловлювання крапель рідини, захоплених вторинною порою .



1 – корпус; 2 – парова сорочка; 3 – оглядове вікно; 4 – датчик температури; 5 – кришка;  
6 – сепаратор

Рисунок 5.11 – Випарний апарат з паровою сорочкою

У випарних апаратах з паровими оболонками (сорочками) відбувається малоінтенсивна неупорядкована циркуляція розчину, що випаровується внаслідок різниці густини більш нагрітих і менш нагрітих частинок. Тому в апаратах із сорочками коефіцієнти теплопередачі низькі. Іноді вони забезпечуються мішалками для інтенсифікації процесу випарювання. Поверхні нагрівання сорочок і відповідно навантаження цих апаратів невеликі. Тому випарні апарати з сорочками застосовуються у невеликих виробництвах для випаровування в'язких розчинів.

**Вертикальні апарати із спрямованою природною циркуляцією.** В апаратах цього типу випарювання здійснюється в умовах багаторазової природної циркуляції розчину. Вони мають ряд переваг порівняно з апаратами інших конструкцій, завдяки чому отримали широке поширення в промисловості. Основною перевагою таких апаратів є поліпшення тепловіддачі до розчину завдяки його багаторазовій організованій циркуляції в замкнутому контурі, що зменшує швидкість відкладення накипу на поверхні труб. Крім того, більшість цих апаратів компактні, займають невелику виробничу площу, зручні для огляду та ремонту.

Розвиток конструкції цих апаратів відбувається у напрямку посилення природної циркуляції. Останнє можливе за допомогою збільшення різниці мас стовпів рідини в опускній трубі і парорідинної суміші в підйомній частині контуру. Це досягається за допомогою:

- збільшення висоти кип'ятильних (підйомних) труб і підвищення інтенсивності пароутворення в них з метою зменшення густини парорідинної суміші, що утворюється з киплячого розчину;

- поліпшення природного охолодження циркуляційної труби, для того щоб рідина, що опускається в ній, мала можливо більшу густину;

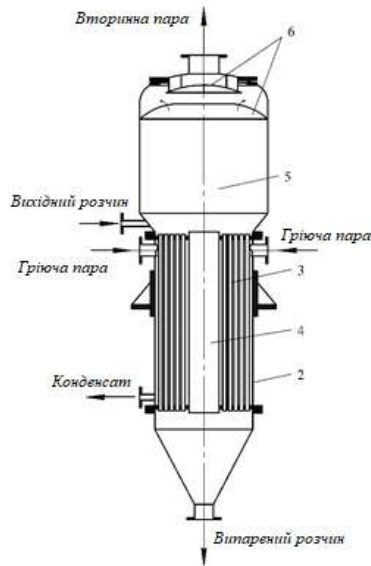
- підтримки в опускній трубі певного рівня рідини, необхідного для врівноваження стовпа парорідинної суміші в підйомних трубах для заданої швидкості її руху.

**Апарати з внутрішньою нагрівальною камерою і центральною циркуляційною трубою.** У нижній частині вертикального корпусу 1 (рис. 5.12) знаходиться нагрівальна камера 2, що складається з двох трубних решіток, в яких закріплені, найчастіше розвальцьовані, кип'ятильні труби 3 і циркуляційна труба 4 великого діаметра, встановлена по осі камери. У міжтрубний простір нагрівальної камери подається гріюча пара.

Розчин надходить в апарат над верхньою трубою решіткою і опускається по циркуляційній трубі вниз, потім піднімається по кип'ятильних трубах і на деякій відстані від їх нижнього краю закипає. Тому на більшій частині довжини труб відбувається рух вгору парорідинної суміші, вміст пари в якій зростає в міру її руху. Вторинна пара надходить у сепараційний (паровий) простір 5, де за допомогою бризкоуловлювача 6, що змінює напрямок руху парового потоку, від пари під дією інерційних сил відокремлюється винесена нею рідина. Після цього вторинна пара видаляється через штуцер зверху апарату. Випарений розчин видаляється через нижній штуцер кінцевого днища апарату як проміжний або кінцевий продукт.

Як зазначалося, циркуляція розчину в апараті відбувається внаслідок різниці густини розчину в циркуляційній трубі і парорідинної суміші в кип'ятильних трубах. Виникнення достатньої різниці густини обумовлено тим, що поверхня теплообміну кожної кип'ятильної труби, що припадає на одиницю об'єму розчину, що випаровується, значно більша, ніж у циркуляційної труби, поверхня труби знаходиться в лінійній залежності від її діаметра, а об'єм рідини в трубі пропорційний квадрату її діаметра. Отже, пароутворення в кип'ятильних трубах повинно протікати значно інтенсивніше, ніж у циркуляційній трубі, а густина розчину в них буде нижчою, ніж у цій трубі. В результаті забезпечується природна циркуляція, що покращує теплопередачу і перешкоджає утворенню накипу на поверхні теплообміну.

В апаратах цієї конструкції циркуляційна труба, як і кип'ятільні труби, обігріваються паром, що знижує різницю густини розчину і парорідинної суміші і може призводити до небажаного пароутворення в самій циркуляційній трубі. Їх недоліком є також жорстке кріплення кип'ятільних труб, що не допускає значної різниці теплових подовжень труб і корпусу апарату



- 1 – корпус; 2 – нагрівальна камера; 3 – кип'ятільні труби; 4 – циркуляційна труба;  
5 – паровий простір; 6 – бризкоуловлювач

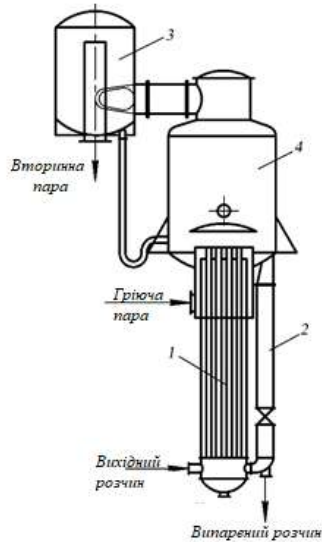
Рисунок 5.12 – Випарний апарат з внутрішньою нагрівальною камерою та центральною циркуляційною трубою

**Апарати із виносними циркуляційними трубами.** Природна циркуляція розчину посилюється, якщо розчин на опускній ділянці циркуляційного контуру краще охолоджується. Цим збільшується швидкість природної циркуляції у випарних апаратах з виносними циркуляційними трубами (рис. 5.13). У випадку розташування циркуляційних труб поза корпусом апарату діаметр нагрівальної камери 1 може бути зменшений, а циркуляційні труби 2 компактно розміщені навколо нагрівальної камери. На рис. 5.13 показаний апарат з однією виносною циркуляційною трубою, причому відцентровий бризкоуловлювач 3 для сушіння вторинної пари також винесений за межі сепараційного (парового) простору 4 апарату.

Конструкції таких апаратів дещо більш складні, але в них досягається більш інтенсивна теплопередача і зменшується витрата металу на  $1 \text{ м}^2$  площі поверхні нагріву в

порівнянні з апаратами з підвісною нагрівальною камерою або центральною циркуляційною трубою.

**Апарати з виносною нагрівальною камерою.** У випадку розміщення нагрівальної камери поза корпусом апарату є можливість підвищити інтенсивність випарювання не тільки за рахунок збільшення різниці густини рідини і парорідинної суміші в циркуляційному контурі, але і за рахунок збільшення довжини кип'ятильних труб.



- 1 – нагрівальна камера; 2 – циркуляційна труба; 3 – відцентровий брызкоуловлювач;  
4 – паровий простір

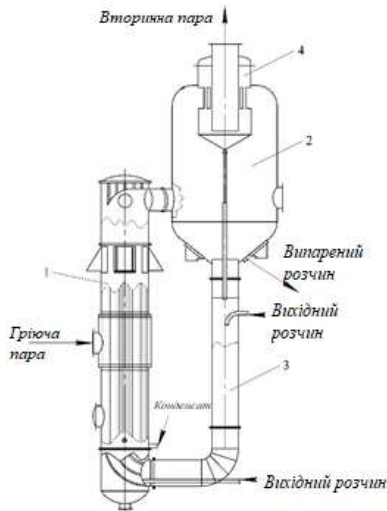
Рисунок 5.13 – Випарний апарат із виносною циркуляційною трубою

Апарат із виносною нагрівальною камерою (рис. 5.14) має кип'ятильні труби більшої висоти. Він працює в умовах більш інтенсивної природної циркуляції, обумовленої тим, що циркуляційна труба не обігрівається, а підйомний і опускний ділянки циркуляційного контуру мають значну висоту.

Виносна нагрівальна камера 1 легко відокремлюється від корпусу апарату, що полегшує та прискорює її чищення та ремонт. Ревізію та ремонт нагрівальної камери можна проводити без повної зупинки апарату (а лише в умовах зниження його продуктивності), якщо приєднати до його корпусу дві камери.

Вихідний розчин надходить під нижні трубні решітки нагрівальних камер і, піднімаючись по кип'ятильних трубах, випаровується. Іноді подачу вихідного розчину роблять, як показано на рисунку, в циркуляційну трубу. Вторинна пара відокремлюється від рідини в сепараторі 2. Рідина опускається по циркуляційній трубі, що не обігрівається

3, зміщується з вихідним розчином, і цикл циркуляції повторюється знову. Вторинна пара, пройшовши бризкоуловлювач 4, видаляється зверху сепаратора. Випарений розчин відбирається через бічний штуцер у конічному дніщі сепаратора.



1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба, що не обігрівається;  
4 – бризкоуловлювач

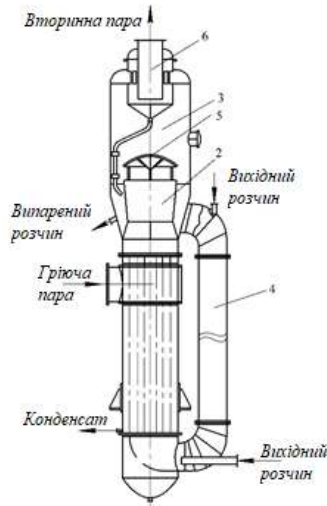
Рисунок 5.14 – Випарний апарат з виносною нагрівальною камерою

Швидкість циркуляції в апаратах з виносною нагрівальною камерою може досягати 1,5 м/с, що дозволяє випарювати в них концентровані і схильні до кристалізації розчини, не побоюючись занадто швидкого забруднення поверхні теплообміну. Завдяки універсальності, зручності експлуатації та хорошій теплопередачі, апарати такого типу отримали широке поширення. Різновидом випарних апаратів з виносною камерою є апарати з горизонтальною виносною нагрівальною камерою.

**Апарати із винесеною зоною кипіння.** В умовах швидкостей 0,25 – 1,50 м/с, з якими рухається розчин в апаратах з природною циркуляцією, не вдається запобігти відкладенню твердих осадів на поверхні теплообміну. Тому потрібна періодична зупинка апаратів для очищення, що пов'язано зі зниженням їхньої продуктивності та збільшенням вартості експлуатації. Забруднення поверхні теплообміну в результаті випарювання розчинів, що кристалізуються, можна значно зменшити шляхом збільшення швидкості циркуляції розчину і винесенням зони його кипіння за межі нагрівальної камери.

В апараті з винесеною зоною кипіння (рис. 5.15) розчин, що випаровується,

надходить знизу в нагрівальну камеру 1 і, піднімаючись по трубах вгору, внаслідок гідростатичного тиску не закипає в них. По виході з кип'ятильних труб розчин надходить у трубу закипання, що розширюється догори, 2, встановлену над нагрівальною камерою в нижній частині сепаратора 3. Внаслідок зниження тиску в цій трубі розчин закипає, і пароутворення відбувається за межами поверхні нагріву.



1 – нагрівальна камера; 2 – труба закипання; 3 – сепаратор; 4 – циркуляційна труба, що не обігрівається; 5 – відбійник; 6 – бризковловлювач

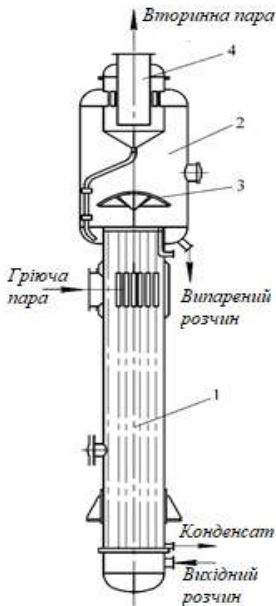
Рисунок 5.15 – Випарний апарат із винесеною зоною кипіння

Циркулюючий розчин опускається по зовнішній трубі, що не обігрівається, 4. Випарений розчин відводиться з кишені в нижній частині сепаратора 3. Вторинна пара, пройшовши відбійник 5 і бризковловлювач 6, видаляється зверху апарату. Вихідний розчин надходить або в нижню частину апарату (під трубні решітки нагрівальної камери), або зверху в циркуляційну трубу 4.

Внаслідок великої поверхні випаровування, яка створюється в об'ємі киплячого розчину, і часткового самовипаровування крапель, винесених вторинною парою, значно знижується бризковвинесення. Розчин, що кипить, не стикається з поверхнею теплообміну, що зменшує відкладення накипу.

Зважаючи на значний перепад температур ( $\sim 30^\circ\text{C}$ ) між гріючою парою і розчином, малу втрату напору в зоні кипіння швидкість циркуляції в цих апаратах досягає 1,8 – 2,0 м/с. Апарати з винесеною зоною кипіння можуть ефективно застосовуватися для випарювання розчинів, що кристалізуються, помірної в'язкості.

**Прямоточні (плівкові) апарати.** Принципова відмінність цих апаратів від апаратів з природною циркуляцією полягає в тому, що випарювання в них відбувається після одноразового проходження розчину, що випаровується, по трубах нагрівальної камери. Таким чином, випарювання здійснюється без циркуляції розчину. Крім того, розчин випаровується, переміщуючись (на більшій частині висоти кипятильних труб) у вигляді тонкої плівки по внутрішній поверхні труб.



- 1 – нагрівальна камера;
- 2 – сепаратор;
- 3 – відбійник;
- 4 – бризкоуловлювач

Рисунок 5.16 – Випарний прямооточний апарат з плівкою, що піднімається

У бризкоуловлювача волога пара надходить тангенційно і їй надається обертальний рух. Під дією відцентрової сили краплі рідини відкидаються до периферії, рідина стікає вниз, а пара видаляється зверху з апарату.

Прямоточні випарні апарати ближче до апаратів ідеального витіснення, тоді як апарати з багаторазовою циркуляцією наближаються до апаратів ідеального змішування. Разом з тим у прямооточних апаратах розчин проходить по кип'ятильних трубках одноразово. Тому час перебування його малий і акумулююча здатність цих апаратів низька, що важливо в умовах випарювання термічно нестійких речовин.

У центральній частині труб вздовж їхньої осі рухається вторинна пара. Це призводить до різкого зниження температурних втрат, обумовлених гідростатичною депресією.

Розрізняють прямооточні випарні апарати з плівкою, що піднімається і опускається.

Апарат з плівкою, що піднімається (рис. 5.16) складається з нагрівальної камери 1, що являє собою пучок труб невеликого діаметру, і сепаратора 2.

Розчин на випарювання надходить знизу в труби нагрівальної камери, міжтрубний простір якої обігрівается паром. На рівні, що відповідає зазвичай 20 – 25% висоти труб, настає інтенсивне кипіння. Бульбашки вторинної пари зливаються, і пара, швидко піднімаючись трубами, за рахунок поверхневого тертя захоплює за собою розчин. Рідина переміщується у вигляді плівки, що «сповзає» по внутрішній поверхні труб, і випарювання відбувається в тонкому шарі.

Вторинна пара, що виходить з труб, містить краплі рідини, які відокремлюються від пари за допомогою відбійника 3 і відцентрового

Прямоточні апарати чутливі до зміни режиму роботи і вимагають для ефективного випарювання підтримування деякого оптимального «уявного» рівня розчину в кип'ятильних трубах. «Уявний» рівень відповідає висоті стовпа холодного розчину, яким може бути врівноважений стовп парорідинної суміші в трубах. У випадку «уявного» рівня нижче оптимального верхня частина поверхні труб не омивається рідиною і практично не бере участі в теплообміні; «оголена» частина поверхні труб за рахунок випаровування на ній бризок рідини покривається накипом. У випадку «уявного» рівня вище оптимального на більшій частині поверхні труб розчин тільки нагрівається; відповідно зменшується висота зони кипіння, де теплопередача інтенсивніша. Це призводить до зниження середньої величини коефіцієнта теплопередачі. Крім того, для вертикальних прямоточних апаратів необхідні високі виробничі приміщення. Область застосування апаратів з плівкою, що піднімається, – випарювання малов'язких розчинів, у тому числі пінних і чутливих до високих температур. Ці апарати не рекомендуються для випарювання розчинів, що кристалізуються, через можливість забивання труб кристалами.

У випадку випарювання в'язких, густих розчинів робота апаратів з плівкою, що піднімається, погіршується через значну нерівномірність «сповзаючої» плівки. У цьому випадку більш доцільно використовувати апарати спадаючої плівки, які відрізняються від апарата, наведеного на рис 5.16, тим, що вихідний розчин подається зверху і стікає у вигляді плівки під дією сили тяжіння по трубах, а вторинна пара надходить у сепаратор розташований нижче нагрівальної камери. В умовах стікання плівки зводиться до мінімуму небезпека порушення суцільності плівки та оголення деякої частини поверхні нагріву. Для розчинів, що кристалізуються, такі апарати також непридатні.

У прямоточних (плівкових) апаратах важко забезпечити рівномірну товщину плівки рідини, що випаровується (що необхідно для ефективної роботи апарату), крім того, ці апарати дуже чутливі до нерівномірної подачі розчину, а чищення довгих труб малого діаметра скрутна справа. Тому плівкові апарати витісняються вертикальними випарними апаратами з циркуляцією розчину.

**Вакуум-апарат роторного типу з тонкошаровим випарюванням.** Для випарювання нестійких до підвищених температур в'язких та пастоподібних розчинів застосовують роторні прямоточні апарати. Їх використовують в основному як концентратори для остаточного випарювання попередньо згущеного продукту і для підвищення ступеня згущення цільного або знежиреного молока і сироватки перед сушінням.



зменшується пригорання продукту, що випаровується, і досягається висока ступінь його концентрування.

Для створення вакууму всередині концентратора (абсолютний тиск 0,012 – 0,01 МПа) і підтримки його в процесі роботи служать конденсатор змішування 7 і двоступінчастий пароструминний вакуум-насос, що складається з двох ежекторів 8, 9 і проміжного конденсатора 10.

Надлишковий тиск води, що подається в конденсатори, повинен бути не менше 0,16 МПа, температура не вище 15°C. На ежектори пар надходить із надлишковим тиском не менше 0,8 МПа (витрата 100 кг/год).

Попередньо згущений продукт, наприклад суміш згущеного молока з цукровим сиропом, подається на розподільне жолобчасте кільце 11, встановлене зверху на валу мішалки. В результаті обертання кільця суміш розподіляється над верхнім рядом лопатей. Випарований розчин захоплюється скребками, що обертаються, під дією відцентрової сили відкидається до стінок апарату і переміщається по їх внутрішній поверхні у вигляді турбулентно рухомої плівки. В результаті впливу лопатей мішалки і під дією сили тяжіння рідина поступово просувається поверхнею нагріву вниз, до виходу з апарату, випаровується, і за один прохід без рециркуляції згущується до високої концентрації. Готовий продукт у вигляді пастоподібної маси з температурою близько 50°C і вмістом вологи 10 – 12% безперервно видаляється з апарату спеціальним насосом.

У роторних прямооточних апаратах досягається інтенсивний теплообмін з невеликим винесенням рідини вторинною парою. Разом з тим роторні апарати складні у виготовленні і відрізняються відносно високою вартістю експлуатації, внаслідок наявності ротора, що обертається. Загальний недолік цих апаратів – висока питома витрата пари на згущення. В умовах використання для нагрівання гострої пари не можна повністю уникнути пригорання продукту до поверхні нагрівання. Тому тривалість безперервної роботи цих вакуум-апаратів не перевищує однієї зміни.

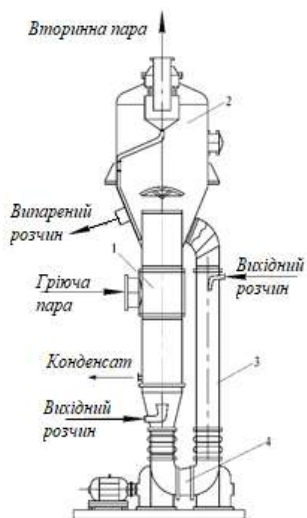
**Апарати із примусовою циркуляцією.** Для того щоб запобігти відкладенню накипу в трубах, особливо в процесі випаровування розчинів схильних до кристалізації, необхідні швидкості циркуляції не менше 2,0 – 2,5 м / с, тобто більше тих швидкостей, з якими працюють апарати з природною циркуляцією. У принципі такі високі швидкості досяжні і в умовах природної циркуляції, але необхідні дуже високі корисні різниці температур (між гріючою парою і киплячим розчином).

В апаратах з примусовою циркуляцією швидкість її визначається продуктивністю циркуляційного насосу і не залежить від висоти рівня рідини в трубах, а також від інтенсивності пароутворення.

Тому в апаратах з примусовою циркуляцією випарювання ефективно протікає в умовах малих корисних різниць температур, що не перевищують 3 – 5°C і значної в'язкості розчинів

Одна з конструкцій випарного апарату з примусовою циркуляцією показано на рис. 5.18. Апарат має виносну вертикальну нагрівальну камеру 1, сепаратор 2 і циркуляційну трубу, що не обігривається, 3, в яку подається вихідний розчин. Циркуляція розчину провадиться насосом 4.

В умовах великої швидкості руху розчину, що випаровується, кипіння його відбувається на короткій ділянці перед виходом з кип'ятильних труб. Таким чином, зона кипіння виявляється переміщеною в саму верхню частину нагрівальної камери. На більшій частині довжини труб рідина лише дещо перегрівається. Це пояснюється тим, що тиск внизу труби більший за тиск у її верхнього краю на величину гідростатичного тиску стовпа рідини і



1 – нагрівальна камера;  
2 – сепаратор; 3 – циркуляційна  
труба; 4 – насос

Рисунок 5.18 – Випарний апарат  
із примусовою циркуляцією

гідравлічного опору труби.

Внаслідок високого рівня розчину в кип'ятильних трубах значна частина всього циркуляційного контуру заповнена рідиною, а паровміст суміші рідини і вторинної пари, що викидається з труб, невеликий. У зв'язку з цим циркуляційний насос повинен перекачувати великі об'єми рідини (мати велику продуктивність) за умови помірної витрати енергії, що витрачається в основному на подолання гідравлічного опору труб.

До випарних апаратів незалежно від їх конструкції пред'являються такі вимоги: максимальна інтенсивність теплообміну; мінімальні температурні втрати; мінімальна питома витрата металу на одиницю поверхні нагрівання; простота конструкції, зручність експлуатації та ремонту; можливість розміщення в одному апараті більшої площі поверхні нагріву; гарний розподіл гріючої пари в міжтрубному просторі парової камери; безперервне і надійне видалення конденсату, що утворюється в паровій камері; надійне уловлювання крапель продукту, що виносить вторинна пара; повне видалення несконденсованих газів, що знижують коефіцієнт теплопередачі з боку пари, що конденсується; можливість у разі потреби забезпечити чищення поверхні нагріву, не припиняючи роботи установки.

Високі коефіцієнти теплопередачі і великі продуктивності досягаються шляхом

збільшення швидкості циркуляції розчину. Однак одночасно зростає витрата енергії на випарювання і зменшується корисна різниця температур, зі зростанням гідравлічного опору збільшується температура кипіння розчину. Протирічливий вплив цих факторів повинен враховуватися під час техніко-економічного порівняння апаратів та виборі оптимальної конструкції.

Для випарювання розчинів невеликої в'язкості, що не перевищує  $8 \cdot 10^{-3}$  Па с, без утворення кристалів найчастіше використовуються вертикальні випарні апарати з багаторазовою природною циркуляцією. З них найбільш ефективні апарати з виносною нагрівальною камерою і з виносними циркуляційними трубами, що не обігріваються. Випарювання розчинів великої в'язкості, яка досягає  $\sim 0,1$  Па с і що не кристалізуються, проводять в апаратах з примусовою циркуляцією, рідше – в прямоточних апаратах з падаючою плівкою або в роторних прямоточних апаратах.

У роторних прямоточних апаратах, як зазначалося, забезпечуються сприятливі умови для випарювання розчинів, чутливих до підвищених температур. Апарати з примусовою циркуляцією широко застосовуються також для випарювання в'язких розчинів або, які кристалізуються. Подібні розчини можуть ефективно випаровуватися і в апаратах з винесеною зоною кипіння, що працюють в умовах природної циркуляції. Ці апарати в процесі випарювання розчинів, що кристалізуються, можуть конкурувати з випарними апаратами з примусовою циркуляцією.

Для розчинів, що сильно піняться рекомендуються прямоточні апарати з плівкою, що піднімається.

## 5.6. Розрахунок багатокорпусних випарних апаратів

**Матеріальний баланс.** Матеріальний баланс для багатокорпусної випарної установки, згідно з яким загальна кількість води  $W$ , що випаровується у всіх корпусах, становить

$$W = G_n(1 - b_n/b_k), \quad (5.31)$$

де  $G_n$  та  $b_n$  – витрата та концентрація вихідного розчину;

$b_k$  – концентрація упареного розчину, що видаляється з останнього корпусу.

Концентрації розчину на виході з кожного корпусу багатокорпусної установки (індекси 1, 2, 3, ...,  $n$  відповідають порядковому номеру корпусу) можуть бути визначені за рівняннями

$$b_1 = \frac{G_n b_n}{G_n - W_1}, \quad (5.32)$$

$$b_2 = \frac{G_n b_n}{G_n - W_1 - W_2}, \quad (5.33)$$

$$b_3 = \frac{G_n b_n}{G_n - W_1 - W_2 - W_3}, \quad (5.34)$$

$$b_n = b_{\kappa} = \frac{G_n b_n}{G_n - W_1 - W_2 - \dots - W_n}. \quad (5.35)$$

**Тепловий баланс.** Для кожного корпусу багатокорпусної випарної установки тепловий баланс складають, користуючись рівнянням (5.24) для однокорпусного апарату.

Розглянемо тепловий баланс трикорпусної вакуум-випарної прямооточної установки (рис. 5.19), перший корпус якої обігривається свіжою насиченою водяною парою. Витрата свіжої (первинної) пари  $D_1$ , кг/с, її ентальпія  $I_{r1}$ , кДж/кг і температура  $\theta_1$ , °С. Після першого корпусу відбирається  $E_1$ , кг/с, після другого корпусу  $E_2$ , кг/с екстрапари. Відповідно витрата вторинної пари з першого корпусу, яка направляєється в другий корпус, становить  $(W_1 - E_1)$ , кг/с і вторинної пари з другого корпусу, що гріє третій корпус  $(W_2 - E_2)$ , кг/с, де  $W_1$  і  $W_2$  – кількість води, що випаровується у першому та другому корпусах відповідно.

Рівняння теплових балансів корпусів:

перший корпус

$$Q_1 = D_1(I_{r1} - c_1' \theta_1) = G_n c_o (t_{\kappa 1} - t_o) + W_1(I_1 - c_1'' t_{\kappa 1}) + Q_{\text{конц1}} + Q_{\text{ем1}}, \quad (5.36)$$

другий корпус

$$Q_2 = (W_1 - E_1)(I_1 - c_2' \theta_2) = (G_n - W_1)c_2(t_{\kappa 2} - t_{\kappa 1}) + W_2(I_2 - c_2'' t_{\kappa 2}) + Q_{\text{конц2}} + Q_{\text{ем2}}, \quad (5.37)$$

третій корпус

$$Q_3 = (W_2 - E_2)(I_2 - c_3' \theta_3) = (G_n - W_1 - W_2)c_3(t_{\kappa 3} - t_{\kappa 2}) + W_3(I_3 - c_3'' t_{\kappa 3}) + Q_{\text{конц3}} + Q_{\text{ем3}}, \quad (5.38)$$

де  $c_1'$ ,  $c_2'$ ,  $c_3'$  – питомі теплоємності парового конденсату для температур конденсації  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  і  $\theta_3$ , відповідно;

$c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  – питома теплоємність розчину по корпусах (для середньої температури розчину в кожному корпусі);

$c_1''$ ,  $c_2''$ ,  $c_3''$  – питомі теплоємності води для температур  $t_{\kappa 1}$ ,  $t_{\kappa 2}$ ,  $t_{\kappa 3}$ ;

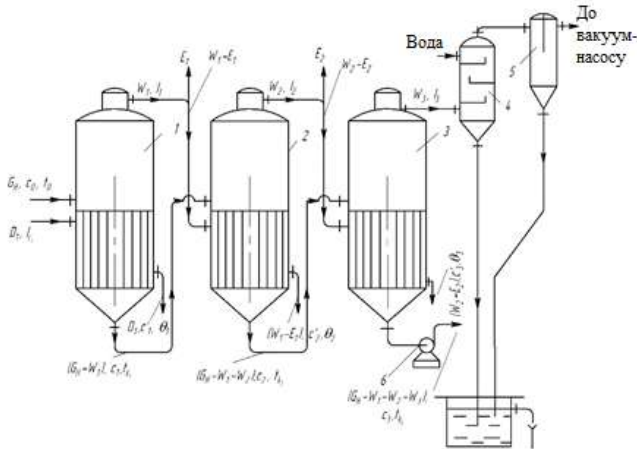
$t_o$ ,  $t_{\kappa 1}$ ,  $t_{\kappa 2}$ ,  $t_{\kappa 3}$  – температура вихідного розчину та температури кипіння розчину по корпусах;

$Q_{конц1}$ ,  $Q_{конц2}$ ,  $Q_{конц3}$  – теплоти концентрування розчину по корпусах;

$Q_{вт1}$ ,  $Q_{вт2}$ ,  $Q_{вт3}$  – втрати тепли в навколишнє середовище по корпусах.

Втрати теплоти в довкілля по корпусах приймають рівними 3 – 5% від  $Q_1$ ,  $Q_2$  і  $Q_3$  відповідно.

Якщо розчин надходить у перший корпус попередньо нагрітим до температури його кипіння в цьому корпусі, тобто  $t_o = t_{к1}$ , то в рівнянні (5.36) член  $G_n c_1 (t_{к1} - t_o) = 0$ . Разом з тим у вакуум-випарній установці з паралельним рухом пари і розчину (рис. 5.7) внаслідок самовипаровування останні члени теплового балансу, що виражають витрату теплоти на нагрівання розчину до температури кипіння в даному корпусі, у всіх корпусах (крім першого) матимуть негативне значення. Зокрема, для трикорпусної вакуум-установки та  $t_{к2} < t_{к1}$  и  $t_{к3} < t_{к2}$ .



1, 2, 3 – корпуси; 4 – барометричний конденсатор; 5 – пастка; 6 – насос  
Рисунок 5.19 – Схема теплових потоків трикорпусної вакуум-випарної прямотечійної установки

У систему рівнянь теплового балансу входить число невідомих, на одиницю більше від числа самих рівнянь. Так, рівняння (5.36) – (5.38) включають чотири невідомі:  $D$ ,  $W_1$ ,  $W_2$  і  $W_3$ . Для того щоб ця система рівнянь мала розв'язок, її доповнюють рівнянням матеріального балансу по воді, що випаровується, яке в даному випадку має вигляд

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad (5.39)$$

де  $W$  – загальна кількість води, що випаровується в установці, яка визначається за рівнянням матеріального балансу.

Узагальнюючи рівняння теплового балансу, напишемо вираз його для будь-якого  $n$ -го корпусу багатокорпусної випарної прямотечійної установки:

$$\begin{aligned} Q_n &= (W_{n-1} - E_{n-1})(I_{n-1} - c_n' \theta_n) = \\ &= (G_n - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1})c_n(t_{kn} - t_{kn-1}) + \\ &+ W_n(I_n - c_n'' t_{kn}) + Q_{\text{концип}} + Q_{\text{емн}}. \end{aligned} \quad (5.40)$$

Відповідно рівняння матеріального балансу по воді:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_m, \quad (5.41)$$

де  $m$  – число корпусів установки.

Виразення теплових балансів змінюються відповідно до схеми рухів потоків гріючої пари і розчину в багатокорпусній установці (протитечія, паралельне живлення вихідним розчином і т. д.). З рівнянь теплового балансу визначають витрати первинної пари і теплові навантаження корпусів.

**Загальна корисна різниця температур та її розподіл по корпусах.** Загальна різниця температур  $\Delta t_{\text{заг}}$  багатокорпусної прямотечійної установки являє собою різницю між температурою  $T_1$  первинної пари, що гріє перший корпус, і температурою вторинної пари  $T'_k$ , що надходить з останнього корпусу в конденсатор,

$$\Delta t_{\text{заг}} = T_1 - T'_k. \quad (5.42)$$

Загальна різниця температур не може бути повністю використана через температурні втрати. Тому корисна різниця температур для всієї установки буде менше  $\Delta t_{\text{заг}}$ .

В однокорпусному апараті корисна різниця температур дорівнює різниці між температурою конденсації  $T$  гріючої пари і температурою кипіння  $t_k$  розчину

$$\Delta t_{\text{кор}} = T - t_k = T - T' - (\Delta' - \Delta''). \quad (5.43)$$

Для багатокорпусної випарної установки загальна корисна різниця температур дорівнює різниці між температурою  $T_1$  свіжої пари, що гріє перший корпус, і температурою конденсації вторинної пари, що виходить з останнього ( $n$ -го) корпусу, за мінусом суми температурних втрат  $\Sigma \Delta$  у всіх корпусах установки (з урахуванням  $\Delta'''$ ), тобто.

$$\Sigma \Delta t_{\text{кор}} = T_1 - T'_n - \Sigma \Delta. \quad (5.44)$$

Загальна корисна різниця температур  $\Sigma \Delta t_{\text{кор}}$  має бути розподілена між корпусами з урахуванням умов їхньої роботи. Як впливає з основного рівняння теплопередачі, площа поверхні нагріву  $F$  корпусу для заданих тепловому навантаженні  $Q$  і коефіцієнті теплопередачі  $K$  визначається величиною  $\Delta t_{\text{кор}}$ . Відповідно зменшення коефіцієнті теплопередачі по корпусах, обумовлене збільшенням в'язкості розчину, що випаровується, можна компенсувати збільшенням корисної різниці температур в них.

Таким чином, площа поверхні нагріву всієї випарної установки для цих теплових навантажень корпусів також залежатиме від розподілу загальної корисної різниці температур між корпусами.

**Розподіл  $\Sigma \Delta t_{кор}$  за умови рівності поверхонь нагрівання корпусів.** Такий розподіл по корпусах дозволяє використовувати однакові за розмірами апарати установки та забезпечити їх взаємозамінність.

Корисні різниці температур у корпусах визначаються рівняннями:

$$\Delta t_1 = \frac{Q_1}{K_1} \frac{1}{F_1}, \quad (5.45)$$

$$\Delta t_2 = \frac{Q_2}{K_2} \frac{1}{F_2}, \quad (5.46)$$

$$\Delta t_n = \frac{Q_n}{K_n} \frac{1}{F_n}. \quad (5.47)$$

Однак за умовою  $F_1 = F_2 = \dots = F_n = F$ . Після заміни  $F_1, F_2, \dots, F_n$  величиною  $F$  і складання корисних різниць температур окремих корпусів, знаходимо загальну корисну різницю температур випарної установки:

$$\Sigma \Delta t_{кор} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \frac{1}{F} \left( \frac{Q_1}{K_1} + \frac{Q_2}{K_2} + \dots + \frac{Q_n}{K_n} \right), \quad (5.48)$$

або

$$\Sigma \Delta t_{кор} = \frac{1}{F} \Sigma \frac{Q_i}{K_i}, \quad (5.49)$$

звідки

$$\frac{1}{F} = \frac{\Sigma \Delta t_{кор}}{\Sigma \frac{Q_i}{K_i}}. \quad (5.50)$$

Підставляючи отримане значення  $1/F$  у вирази (5.45), (5.46), (5.47), знаходимо

$$\Delta t_1 = \frac{\frac{Q_1}{K_1} \Sigma \Delta t_{кор}}{\Sigma \frac{Q_i}{K_i}}, \quad (5.51)$$

$$\Delta t_2 = \frac{\frac{Q_2}{K_2} \Sigma \Delta t_{кор}}{\Sigma \frac{Q_i}{K_i}}, \quad (5.52)$$

$$\Delta t_n = \frac{\frac{Q_n}{K_n} \sum \Delta t_{кор}}{\sum \frac{Q_i}{K_i}} . \quad (5.53)$$

Тепловий розрахунок багатокорпусного випарного апарату зводиться до визначення площі поверхні нагрівання корпусів за заданих умов роботи випарної установки.

*Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.* У вакуум-випарних установках, в які надходить продукт із температурою нижчою, ніж температура кипіння, процес теплообміну можна розділити на два етапи: I – нагрівання продукту до температури кипіння; II – теплообмін під час кипіння. Очевидно, коефіцієнт теплопередачі в ці етапи буде різним. Тому для визначення інтенсивності випарювання та інших технічних розрахунків доводиться користуватися поняттям усередненого коефіцієнта теплопередачі, коли процес теплообміну умовно не поділяється на два етапи.

Коефіцієнт теплопередачі  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> К), для вакуум-випарних установок визначається формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} , \quad (5.54)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до рідини, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\delta_1$  – товщина стінки трубок, м;

$\delta_2$  – товщина накипу на трубках, м;

$\lambda_1$  – теплопровідність металу трубок, Вт/(м К);

$\lambda_2$  – теплопровідність накипу, Вт/(м К).

Однак досі немає достатньо надійних розрахункових формул для визначення  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$ , тому з достатньою для інженерних розрахунків точністю користуються номограмами (рис. 5.20).

У разі плівкової конденсації на поверхні вертикальних трубок і ламінарної течії плівки

$$\alpha_1 = 1,12 \sqrt[4]{\frac{A}{H \Delta t}} , \quad (5.55)$$

де  $H$  – висота трубок, м;

$\Delta t$  – різниця температур, °С;

$$\Delta t = t_n - t_{cm} , \quad (5.56)$$

де  $t_n$  – температура пари, що гріє, °C;

$t_{cm}$  – температура стінки, °C;

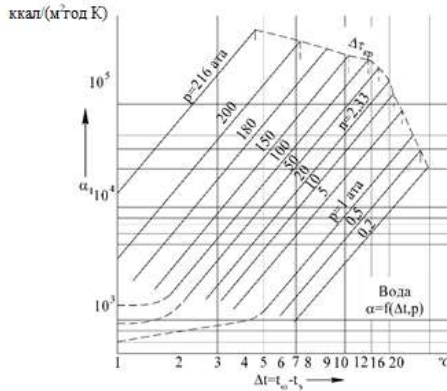


Рисунок 5.20 – Визначення коефіцієнта тепловіддачі в процесі кипіння

$$A = \frac{r \rho_K^2 \lambda_K^3}{\mu_K}, \quad (5.57)$$

де  $r$  – прихована теплота пароутворення, кДж/кг;

$\rho_K$  – густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_K$  – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м К);

$\mu_K$  – динамічна в'язкість конденсату, Па с.

Для турбулентної течії плівки

$$\alpha_1 = 1,38 \sqrt[4]{\frac{A}{H \Delta t}}. \quad (5.58)$$

Режим течії плівки конденсату на поверхні вертикальних трубок визначається за критерієм Рейнольдса

$$Re = \frac{v_K \delta_K}{\nu_K} = \frac{D_2}{3600 g \mu_K}, \quad (5.59)$$

де  $v_K$  – середня швидкість течії плівки конденсату, м / с;

$\delta_K$  – товщина плівки конденсату, м;

$\nu_K$  – кінематична в'язкість конденсату, м<sup>2</sup>/с;

$D_2$  – масова кількість конденсату (масова кількість гріючої пари), що протікає через даний переріз плівки відносно ширини в 1 м, кг/м.

Коли  $Re < 180$  плівка має ламінарний режим течії, а коли  $Re > 180$  – турбулентний.

Для калоризаторів із горизонтальними трубами

$$\alpha_1^{zop} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{A}{d \Delta t}}, \quad (5.60)$$

де  $d$  – діаметр трубок, м.

Для нахилених калоризаторів

$$\alpha_1^{max} = \alpha_1^{zop} \sqrt[4]{\sin \varphi}, \quad (5.61)$$

де  $\varphi$  – кут нахилу трубок, град.

Для визначення  $\alpha_2$  пропонується формула:

$$\alpha_2 = 0,44 \lambda \left( \frac{\rho_k - \rho_n}{\sigma} \right)^{0,5} \left( \frac{v}{a} \right)^{0,35} \frac{qp}{rv \rho_n (\rho_k - \rho_n)}, \quad (5.62)$$

де  $\rho_n$  – густина вторинної пари, кг/м<sup>3</sup>;

$\sigma$  – поверхневий натяг, кг/м;

$a$  – коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/год;

$v$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;

$p$  – абсолютний тиск над поверхнею нагріву, МПа.

Коефіцієнти теплопередачі та тепловіддачі залежать від низки факторів.

1. *Корисна різниця температур.* Зі збільшенням її ефективність теплообміну збільшується. У вакуум-випарних установках із термокомпресією корисна різниця температур повинна становити 15 – 25 °С. В умовах зниження цих меж, а також в окремих випадках і підвищення їх спостерігається зниження циркуляції рідини в калоризаторі, що призводить до зменшення коефіцієнта теплопередачі.

2. *Концентрація продукту, що згущується.* Від концентрації продукту залежить  $\alpha_2$ . З підвищенням концентрації продукту коефіцієнт тепловіддачі та загальний коефіцієнт теплопередачі зменшуватимуться.

3. *Інтенсивність циркуляції рідини.* Зі збільшенням швидкості циркуляції рідини, що згущується в калоризаторі зростає коефіцієнт теплопередачі. Для характеристики інтенсивності циркуляції існує показник кратності циркуляції  $c_u$  – показник кратності циркуляції, кг продукту/кг випареної води:

$$c_u = G/W. \quad (5.63)$$

4. *Висота рівня рідини у трубах калоризатора.* Під висотою рівня рідини мається на увазі умовний рівень рідини у трубах калоризатора за відсутності кипіння та циркуляції продукту. Для згущення молока і молочних продуктів існує оптимальна висота рівня ( $h_{opt}$ ) рідини, за якої теплообмін в установці найбільш ефективний. Оптимальна висота рівня рідини збільшується зі зростанням концентрації продукту, що згущується.

5. *Наявність накипу.* Поява накипу, або так званого молочного каменю, на внутрішніх стінках труб різко знижує ефективність теплообміну, тому після кількох варок, що послідовно проводяться, без миття і чистки апарату з кожним варінням коефіцієнт теплопередачі зменшується.

Коефіцієнт зниження теплопередачі  $\psi_m$  характеризується відношенням

$$\psi_m = k_{сер} / k_o, \quad (5.64)$$

де  $k_{сер}$  – середній коефіцієнт теплопередачі кількох варок, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$k_o$  – теоретичний коефіцієнт теплопередачі (для чистих поверхонь калоризатора), Вт/(м<sup>2</sup>·К).

6. *Наявність в парі повітря і рівень конденсату в калоризаторі.* На ефективність теплообміну істотно впливає вміст у грюючій парі повітря. Після накопичення зайвого шару конденсату в калоризаторі знижується загальний коефіцієнт теплопередачі, тому необхідно стежити за своєчасним та систематичним відведенням конденсату з калоризатора.

Перепад температур між температурами стінки та рідини визначається зі співвідношення

$$\Delta t = q / \alpha. \quad (5.65)$$

Знаючи  $\Delta t$ , можна визначити температуру стінки  $t_{cm}$  з виразу

$$\Delta t = t_{cm} - t_k. \quad (5.66)$$

Тепер можна обчислити температуру грюючої пари, якщо коефіцієнт тепловіддачі від пари  $\alpha$  відомий. Цей коефіцієнт для вертикальних труб та стінок визначається за формулою

$$Nu = 1,34 \sqrt[4]{PrGaK}, \quad (5.67)$$

$$Nu = \alpha H / \lambda; \quad Pr = \nu / \alpha; \quad Ga = gH^3 / \nu^2; \quad K = r / c\Delta t.$$

Цей розрахунок можна полегшити, користуючись для попереднього визначення  $\alpha_n$  графіком (рис. 5.21).

*Визначення температури згущення.* Зі збільшенням концентрації розчинених у рідині речовин підвищується температура кипіння і збільшується температурна депресія. Константа депресії ( $K_0 = 0,8 - 0,01$  – для молока) виражається рівнянням

$$K_0 = \frac{t_1 - t_1'}{t_e - t_e'}, \quad (5.68)$$

де  $t_1$  – температура кипіння препарату під атмосферним тиском, °С;

$t_e$  – температура кипіння води під атмосферним тиском, °С;

$t_1'$  – температура кипіння (згущення) продукту під заданим вакуумом, °С;

$t_e'$  – температура кипіння води під заданим вакуумом, °С.

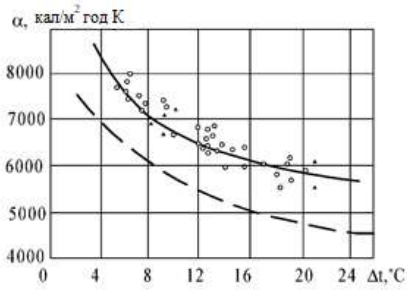


Рисунок 5.21 – Графік для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари під атмосферним тиском

**Наближений розрахунок.** Як перше наближення приймається, що в будь-якому корпусі випарної установки для випарювання 1 кг води потрібно 1 кг пари. Допускається також, що можна знехтувати втратами тепла в навколишнє середовище та теплом самовипарювання розчину, які можна вважати компенсуючими один одного.

Якщо у  $n$  корпусах з усіх корпусів, крім останнього, відбирається екстра-пара у кількостях  $E_1, E_2, E_3, \dots, E_n, \dots, E_n$  і витрата свіжої пари до першого корпусу становить  $D_1$ , кг/с, то з урахуванням припущень, зазначених вище, кількості води  $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ , що випаровується в окремих корпусах, дорівнюють:

$$W_1 = D_1, \tag{5.69}$$

$$W_2 = D_1 - E_1, \tag{5.70}$$

$$W_3 = D_1 - E_1 - E_2. \tag{5.71}$$

$$\dots \tag{5.72}$$

$$W_n = D_1 - E_1 - E_2 - \dots - E_{n-1}. \tag{5.72}$$

Відповідно загальна кількість випареної води становить

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n = nD_1 - (n-1)E_1 - (n-2)E_2 - \dots - E_{n-1}. \tag{5.73}$$

З виразу (5.73) може бути визначена витрата свіжої пари, що подається у перший корпус,

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n}E_1 + \frac{n-2}{n}E_2 + \dots + \frac{1}{n}E_{n-1}. \tag{5.74}$$

Після підстановки значення  $D_1$  з рівняння (5.74) для  $W_n$ , знаходимо кількість води, що випаровується в останньому корпусі установки,

$$W_n = \frac{W}{n} - \frac{1}{n}E_1 - \frac{2}{n}E_2 - \dots - \frac{n-2}{n}E_{n-2} - \frac{n-1}{n}E_{n-1}. \tag{5.75}$$

Зазвичай з останнього корпусу екстрапару не відбирають, так що втрати тепла, що відбуваються в процесі конденсації вторинної пари в конденсаторі змішування, пропорційні величині  $W_n$ . Тому доцільно, щоб величина  $W_n$  була можливо меншою.

Наближеність розглянутого методу розрахунку обумовлена тим, що в ньому не враховується тепло самовипаровування розчину, яке зазвичай є значним в останньому корпусі вакуум-випарної установки.

**Точний розрахунок.** Якщо не враховувати теплоту концентрування та втрати теплоти в навколишнє середовище, то рівняння теплового балансу (5.36)–(5.38) можуть бути записані для будь-якого корпусу в загальній формі:

$$\begin{aligned} Q_n &= D_n (I_{\varepsilon,n} - c'_n \theta_n) = \\ &= (G_{нов} c_o - W_1 - W_2 \dots - W_{n-1}) c_n (t_{\kappa,n} - t_{\kappa(n-1)}) + W_n (I_n - c''_n t_{\kappa,n}) \end{aligned} \quad (5.76)$$

де  $D_n$ , і  $I_{\varepsilon,n}$  – витрата та ентальпія пари, що нагріває  $n$ -й корпус установки;

$c_n$  і  $\theta_n$  – питома теплоємність і температура парового конденсату, що видаляється з  $n$ -го корпусу.

Вирішуючи це рівняння щодо  $W_n$ , отримаємо наступний вираз для кількості води, що випаровується в  $n$ -му корпусі,

$$\begin{aligned} W_n &= D_n \frac{I_{\varepsilon,n} - c'_n \theta_n}{I_n - c''_n t_{\kappa,n}} + (G_{нов} c_o - W_1 - W_2 \dots - W_{n-1}) \frac{c_n (t_{\kappa,n} - t_{\kappa(n-1)})}{I_n - c''_n t_{\kappa,n}} = \\ &= D_n \alpha_n + (G_n c_o - W_1 - W_2 \dots - W_{n-1}) \beta_n. \end{aligned} \quad (5.77)$$

У рівнянні (5.77)  $\alpha_n = \frac{I_{\varepsilon,n} - c'_n \theta_n}{I_n - c''_n t_{\kappa,n}}$  – коефіцієнт випаровування та

$\beta_n = \frac{c_n (t_{\kappa,n} - t_{\kappa(n-1)})}{I_n - c''_n t_{\kappa,n}}$  – коефіцієнт самовипаровування.

Коефіцієнт випаровування  $\alpha_n$  являє собою відношення кількості теплоти

$(I_{\varepsilon,n} - c'_n \theta_n)$ , що віддається 1 кг первинної пари в корпусі, до кількості теплоти  $(I_n - c''_n t_{\kappa,n})$ , яка витрачається в тому ж корпусі на утворення 1 кг вторинної пари. Отже,  $\alpha_n$  показує, яка кількість вторинної пари може утворитися в корпусі випарного апарату в результаті використання теплоти 1 кг первинної пари.

Чисельник відношення, що виражає коефіцієнт самовипаровування  $\beta_n$ , пропорційний кількості теплоти  $c_n (t_{\kappa,n} - t_{\kappa(n-1)})$ , яка звільняється внаслідок падіння температури 1 кг розчину, що надходить з попереднього  $(n - 1)$ -го корпусу, від  $t_{\kappa(n-1)}$  до температури кипіння  $t_{\kappa,n}$  розчину в  $n$ -му корпусі.

Коефіцієнт самовипаровування  $\beta_n$  дорівнює кількості вторинної пари, яка може утворитися в корпусі випарного апарату за рахунок теплоти самовипаровування 1 кг розчину, що надходить в цей корпус.

У  $n$ -му корпусі випаровується в одиницю часу  $W_n$  кг води, тобто утворюється  $W_n$  вторинної пари. Ця пара в загальному випадку ділиться на дві частини: одна частина  $D_{n+1}$  спрямовується як гріюча в наступний  $(n + 1)$ -й корпус, а інша частина  $E_n$  використовується як екстрапара. Таким чином,

$$W_n = D_{n+1} + E_n, \quad (5.78)$$

звідки

$$D_{n+1} = W_n - E_n. \quad (5.79)$$

Після підстановки в рівняння (5.77) замість  $W_n$  його значення з рівняння (5.79), отримаємо кількість гріючої пари для будь-якого (крім першого) корпусу випарної установки:

$$D_{n+1} = D_n \alpha_n + (G_{ноч} c_o - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1}) \beta_n - E_n. \quad (5.80)$$

Для визначення витрати пари, що гріє перший корпус випарної установки, виражають витрату води, що випаровується по корпусах, відповідно до рівняння (5.77):

$$W_1 = D_1 \alpha_1 + G_{ноч} c_o \beta_1, \quad (5.81)$$

$$W_2 = D_2 \alpha_2 + (G_{ноч} c_o - W_1) \beta_2, \quad (5.82)$$

$$W_3 = D_3 \alpha_3 + (G_{ноч} c_o - W_1 - W_2) \beta_3, \quad (5.83)$$

.....

$$W_n = D_n \alpha_n + (G_{ноч} c_o - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1}) \beta_n. \quad (5.84)$$

У ці рівняння підставляють значення витрати гріючої пари по корпусах, починаючи від другого, обчислені згідно з рівнянням (5.79),

$$D_2 = W_1 - E_1, \quad (5.85)$$

$$D_3 = W_2 - E_2, \quad (5.86)$$

.....

$$D_n = W_{n-1} - E_{n-1}. \quad (5.87)$$

і підсумовують витрати, що випаровуються по корпусах,

$$W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n = W. \quad (5.88)$$

Вирішуючи останнє рівняння спільно з рівняннями для  $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ , отримують дуже громіздку і незручну для практичних розрахунків залежність між  $D_1$  і  $W$ .

Для спрощення зазначеної залежності можна без великої похибки вважати, що коефіцієнти випаровування  $a$  у всіх корпусах дорівнюють одиниці, а добутки двох або більшого числа коефіцієнтів самовипаровування дорівнюють нулю. Розрахункова формула для витрати гріючої пари набуває вигляду

$$D_1 = \frac{W - G_{ноч} c_o y + E_1 k_1 + E_2 k_2 + \dots + E_{n-1} k_{n-1}}{x}, \quad (5.89)$$

$$y = n\beta_1 + (n-1)\beta_2 + (n-2)\beta_3 + \dots + \beta_n,$$

$$x = n - (n-1)\beta_2 - 2(n-2)\beta_3 - 3(n-3)\beta_4 - \dots - (n-1)\beta_n,$$

$k_1, k_2, k_3, \dots, k_{n-1}$  – коефіцієнти для екстрапарі, значення яких залежать від числа корпусів випарної установки.

У розрахунку не враховується теплота концентрування розчину.

У зв'язку з цим для розрахунку витрати пари  $D_I$  у першому корпусі, і кількості води, що випаровується по корпусах  $W_1, W_2, \dots, W_n$ , можна застосовувати рівняння теплового балансу спільно з рівнянням матеріального балансу випарної води.

Визначення площі поверхні нагріву та її розміщення у вакуум-випарній установці. На інтенсивність процесу випарювання впливає величина поверхні нагріву  $F$ , м<sup>2</sup>, яку можна визначити за формулою

$$F = \pi d l n, \quad (5.90)$$

яка відповідно для підігрівача, калоризатора та конденсатора дорівнює:

$$F_{1-4}^{nid} = \pi d l n_{nid}; \quad (5.91)$$

$$F_{1-2}^{кал} = \pi d l n_{кал}; \quad (5.92)$$

$$F^{конд} = \pi d l n_{конд}, \quad (5.93)$$

де  $d$  – діаметр кип'ятильних трубок, м;

$l$  – довжина трубок, м;

$n_{nid}$ ,  $n_{кал}$  і  $n_{конд}$  – кількість трубок відповідно у підігрівачах, калоризаторах та конденсаторі, шт.

Поверхню циркуляційної труби в калоризаторі для спрощення розрахунків не враховують. Основним елементом калоризаторів зазвичай є цільнотягнуті труби з нержавіючої сталі. У пучку труби розташовуються або на вершинах рівносторонніх шестикутників, або на вершинах квадратів. Крок труб приймається від 1,3 до 1,6  $d_s$  ( $d_s$  – зовнішній діаметр). Діаметри нагрівальних труб зазвичай в ході розрахунків задаються або вибираються.

Товщина решітки приймається  $\delta = 0,125 d_s \pm 5$  мм. Якщо  $d_s < 38$  мм, то  $\delta$  приймається рівним 10 мм.

*Розрахунок об'єму парового простору.* Паровий простір повинен бути таким, щоб забезпечувалося досить повне відділення вторинної пари від розчину, що випаровується.

Важливим показником роботи вакуум-випарних установок є швидкість витання крапельок у паровому просторі, швидкість пари в цьому просторі та час знаходження пари

в ньому. Для умов згущення молока швидкість витання  $v_{вит}$ , м/с, крапельок продукту визначають за формулою

$$v_{вит} = \sqrt{\frac{4g(\rho_1 - \rho_n)d_k}{3\varphi\rho_n}}, \quad (5.94)$$

де  $d_k$  – діаметр краплі, м;

$\rho_1$  – густина продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – коефіцієнт опору (для  $Re < 500$ ,  $\varphi = 18,5/Re^{0,6}$ ; для  $Re > 500$ ,  $\varphi = 0,44$ ).

Для визначення коефіцієнта опору  $\varphi$  критерій Рейнольдса  $Re$  розраховують за формулою

$$Re = v_n d_k / \nu_n, \quad (5.95)$$

де  $v_n$  – швидкість руху пари, м / с;

$\nu_n$  – кінематична в'язкість пари, м<sup>2</sup>/с

Швидкість руху пари  $v_n$  у паровому просторі

$$v_n = 4V / 3600\pi d_n^2, \quad (5.96)$$

де  $V$  – витрата пари, м<sup>3</sup>/год;

$d_n$  – діаметр парового простору, м.

Тривалість перебування  $\tau$  частинок пари в паровому об'ємі установки розраховують за формулою

$$\tau = \frac{3600V_a}{WV_{в.н}}, \quad (5.97)$$

де  $V_a$  – об'єм пари в апараті, м<sup>3</sup>;

$W$  – масова витрата вторинної пари, кг/год;

$V_{в.н}$  – питомий об'єм вторинної пари, м<sup>3</sup>/кг.

Об'єм парового простору

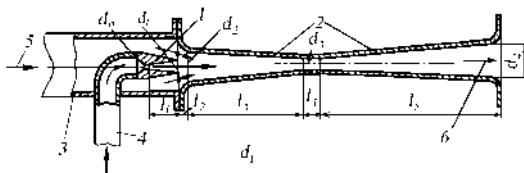
$$V_a = V_o / V_n, \quad (5.98)$$

де  $V_o$  – об'єм парів, що виділяються, м<sup>3</sup>/год;

$V_n$  – напруга парового простору, м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> год).

Висоту  $H$  слід приймати з урахуванням висоти винесення крапель, яка зазвичай становить 0,3 – 0,8 м, в окремих випадках краплі піднімаються на висоту до 1,5 м.

**Розрахунок пароструминних апаратів.** Для відведення повітря з конденсаторів застосовують, головним чином, пароструминні апарати – ежектори, для термокомпресії вторинної пари – інжектори. Істотної різниці в устрої та принципі дії вони не мають, тільки інжектор призначений для нагнітання, а ежектор – для відсмоктування.



1 – сопло; 2 – дифузор; 3 – всмоктуючий паропровід від паровідділювача; 4 – вхід робочої пари; 5 – вхід вторинної пари; 6 – вихід стиснутої пари  
Рисунок 5.22 – Паро-струминний термокомпресор

Устрій інжектора наведено на рис. 5.22. Гостра пара в паровому соплі адиабатично розширюється, і пара виходить із сопла зі швидкістю, що перевищує швидкість звуку.

Струмінь пари, що рухається з такою швидкістю, характеризується великим поверхневим тертям, тому захоплює вторинні пари, що обумовлює їх всмоктування. У камері змішування гостра пара перемішується з вторинною парою. Швидкість руху різко знижується, і суміш надходить у дифузор (камеру стиснення), де тиск суміші підвищується.

*Розрахунок коефіцієнта інжекції та ККД.* Коефіцієнт інжекції  $I$  показує, скільки вторинної пари чи повітря засмоктується на кожен кілограм гострої пари, тобто.

$$I = D_6 / D_o, \quad (5.99)$$

де  $D_6$  – масова кількість вторинної пари, кг;

$D_o$  – кількість гострої пари, кг.

Швидкість руху  $v_1$ , м/с, пари на виході із сопла дорівнює

$$v_1 = \varphi_1 \sqrt{v_o^2 + 2g(i_o - i_1)} / A, \quad (5.100)$$

де  $\varphi_1$  – коефіцієнт швидкості ( $\varphi_1 = 0,95$ );

$v_o$  – швидкість руху пари на вході в сопло, м/с;

$A = 0,56 \cdot 10^{-6}$  – тепловий еквівалент роботи.

В силу різниці швидкостей в камері змішування або всмоктування відбувається удар гострої пари об вторинну пару або повітря, внаслідок чого зростає тепловміст пари.

Швидкість руху суміші  $v_2$ , м/с, на вході в камеру змішування

$$v_2 = \frac{v_1}{i + u} \varphi_2, \quad (5.101)$$

де  $\varphi_2$  – коефіцієнт швидкості ( $\varphi_2 = 0,8 \dots 0,9$ ).

Коефіцієнт інжекції  $I$

$$I = K \sqrt{\frac{i_o - i_1}{i_4 - i_2}} - 1 = K \sqrt{\frac{h_o}{h_c} - 1}, \quad (5.102)$$

де  $K$  – коефіцієнт, рівний  $0,75 - 0,83$ .

Зі збільшенням ступеня стиснення вторинної пари коефіцієнт інжекції зменшується, а з підвищенням тиску гострої пари – збільшується.

Коефіцієнт корисної дії  $\eta$  інжектора обчислюють за формулою

$$\eta = \frac{0,56}{1+1}. \quad (5.103)$$

Чим більший коефіцієнт інжекції, тим нижче ККД інжектора. Зазвичай ККД інжектора дуже незначний. У молочній промисловості інжектори працюють під тиском гострої пари  $49 \cdot 10^4 - 58,8 \cdot 10^4$  Па; коефіцієнт інжекції коливається від 0,5 до 1,0 тиск суміші після інжектора  $3,92 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт інжекції можна визначити за графіком (рис. 5.23).

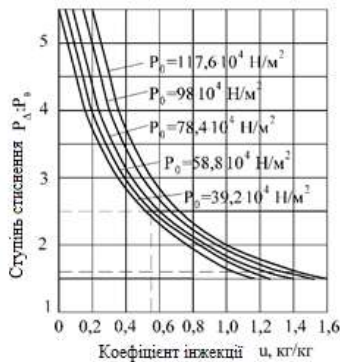


Рисунок 5.23 – Визначення коефіцієнта інжекції

Діаметр сопла на вході  $d_o$  визначають за формулою

$$d_o = 2,4 \sqrt{\frac{D_o}{\sqrt{p_o/V_o}}}, \quad (5.104)$$

Діаметр сопла на виході  $d_1$ , м обчислюють за формулою

$$d_1 = 18,8 \sqrt{\frac{D_o V_1}{h_o}}. \quad (5.105)$$

Довжину сопла від вузького до широкого перерізу  $l_1$  визначають за геометричним співвідношенням

$$l_1 = \frac{d_1 - d_o}{2 \operatorname{tg} \alpha / 2}, \quad (5.106)$$

де  $\alpha$  – кут конусності сопла ( $\alpha = 10 - 15^\circ$ ).

Діаметр камери  $d_k$  змішування на вході визначають за формулою

$$d_k = 0,0188 \sqrt{D_o \frac{(1+1)V_2}{v_2}}. \quad (5.107)$$

Питома кількість суміші гострої пари з вторинною парою  $V_2$ , м<sup>3</sup>/кг, або повітрям:  
для інжектора

$$V_2 = \frac{D_o V_1 + D_e V_e}{D_o + D_e}, \quad (5.108)$$

для ежектора

$$V_2 = \frac{D_o V_1 + D_n V_n}{D_o + D_n + D_{c.n}}, \quad (5.109)$$

де  $V_e$  – питомий об'єм вторинної пари, м<sup>3</sup>/кг;

$D_n$  – масова кількість пари у потоці, що всмоктується, кг;

$V_n$  – питомий об'єм пари у потоці, що всмоктується, м<sup>3</sup>/кг;

$D_{c.n}$  – масова кількість сухого повітря, кг.

Діаметр камери змішування  $d_3$ , м на виході визначають з критичних умов

$$d_3 = 0,0188 \sqrt{\frac{(1+1)V_{кр} D_o}{v_{кр}}}, \quad (5.110)$$

де  $v_{кр}$  – критична швидкість руху пари, м/с;

$V_{кр}$  – питомий об'єм пари у критичному стані, м<sup>3</sup>/кг.

Для насиченої пари

$$v_{кр} = 3,23 \sqrt{p_{кр} V_{кр}}, \quad (5.111)$$

де  $p_{кр}$  – критичний тиск, Н/м<sup>2</sup>.

Питомий об'єм пари в критичному стані визначають за  $I-S$  – діаграмою в точці перетину лінії стиснення з ізобарою  $p_{кр}$ . Діаметр камери стиснення  $d_4$  на виході визначають за формулою

$$d_4 = 0,0188 \sqrt{\frac{(1+1)V_4 D_o}{v_4}}, \quad (5.112)$$

де  $v_4$  – швидкість руху пари на виході з інжектора, м/с; ( $v_4 = 30 - 50$  м / с).

Питому кількість  $v_4$ , м<sup>3</sup>/кг, пара обчислюють за формулою

$$V_4 = \frac{RT}{P_4}, \quad (5.113)$$

де  $T$  – температура суміші на виході з інжектора, К;

$R$  – постійна газової суміші, яка приблизно може бути прийнята рівною газовій постійній насиченої пари під тиском на виході з інжектора.

Діаметр патрубку  $d_e$  для входу вторинної пари

$$d_e = 0,0188 \sqrt{\frac{D_e V_e}{v_e}}, \quad (5.114)$$

де  $v_e$  – швидкість руху вторинної пари, м/с ( $v_e = 20 - 30$  м/с).

Діаметр камери  $d_k$  всмоктування визначають з умови нерозривності потоку

$$d_k = \sqrt{d_1^2 + \frac{D_6 V_6}{2826 v_0}}. \quad (5.115)$$

Довжину камери змішування та камери стиснення визначають за формулою

$$l_1 = \frac{d_1 - d_0}{2tg \alpha / 2}. \quad (5.116)$$

Кут конусності приймають рівним  $6^\circ$ .

Ефективність роботи ежекторів в процесі створення вакууму залежить від геометричних розмірів сопла та дифузора

$$m = f_3 / f_0, \quad (5.117)$$

де  $f_3$  – площа поверхні перерізу сходу камери змішування з камерою стиснення відповідає  $d_3$ ;

$f_0$  – площа поверхні перерізу сопла на вході  $d_0$ .

Чим менше  $m$ , тим нижче може бути тиск гострої пари.

### 5.7. Допоможні пристрої і комунікації вакуум-випарних установок

Вакуум-випарна установка забезпечена допоміжними пристроями: бризкоуловлювачами (пастками), пробовідбірникам та конденсатовідвідниками. Комунікації включають систему трубопроводів для подачі вихідного молока і відведення готового продукту, паропроводів для подачі свіжої пари, відведення та використання вторинних парів і водопроводів для подачі холодної води і відводу конденсату. До допоміжних пристроїв відносяться також арматура та прилади контролю та регулювання.

**Бризкоуловлювачі та пробовідбірники.** Бризкоуловлювачі встановлюють, щоб запобігти винесенню з вторинними парами частинок продукту. Робота бризкоуловлювачів заснована на багатоступінчастій зміні напрямку руху, крапельки продукту як важчі осідають на поверхнях і через спеціальний патрубок повертаються в апарат. Пастки повинні бути доступними для миття.

Іноді до бризкоуловлювачів встановлюються дві додаткові відбивні парасольки. Для запобігання винесення молока і забезпечення вихрового руху вторинних парів у пастці до вхідної труби прикріплюють чотири напрямні пластини, які надають парам обертального руху.

У процесі згущення, головним чином наприкінці варіння, необхідно відбирати проби для визначення готовності продукту, що згущується. Для цього вакуум-апарати забезпечені спеціальними пристроями – пробовідбірниками.

У приєднаному до апарату пробовідбірнику перекриваються крани, що з'єднують його з атмосферою, та кран для випуску проби. Крани, що з'єднують пробовідбірник із вакуум-апаратом, відкривають. Це призводить до вирівнювання тисків в апараті та пробовідбірнику. Продукт самопливом потрапляє у трубку пробовідбірника. Після цього крани, що з'єднують його з вакуум-апаратом, перекриваються, відкривається кран, що з'єднує пробовідбірник з атмосферою, і кран для випуску продукту. Система має бути добре герметизована.

**Конденсатовідвідники.** Гріюча пара, що надходить у міжтрубний (паровий) простір калоризатора вакуум-апарата, конденсується і в міру утворення конденсат відводиться за допомогою спеціальних пристроїв – конденсатовідвідників (рис. 5.24). Ці пристрої повинні працювати таким чином, щоб конденсат не накопичувався в калоризаторі та не покривав поверхню нагріву. Конденсація пари повинна бути повною, без виходу з апарату пари.

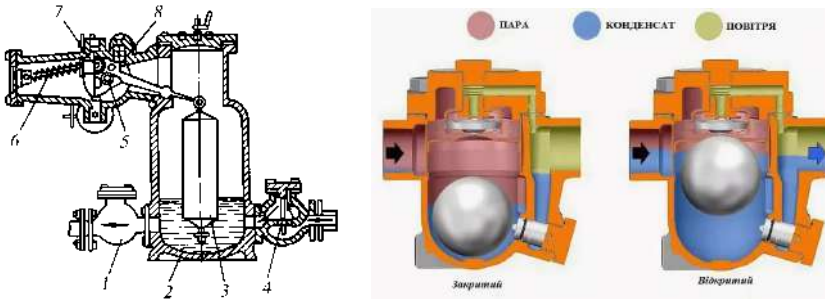


Рисунок 5.24 – Конденсатовідвідник з примусовим викидом конденсату

Паровий простір калоризаторів вакуум-апаратів знаходиться під розрідженням. У цьому випадку застосовують примусове видалення конденсату спеціальними автоматично діючими конденсатовідвідниками, а також використовують підпірні шайби (рис. 5.25). Принцип роботи конденсатовідвідника з циліндричним поплавком та з примусовим викидом конденсату (рис. 5.24) полягає в наступному. Він складається з чавунного корпусу 2 закритого поплавка 3 важільного механізму 5 з пружиною 6 і чотирьох клапанів. У вихідному положенні до заповнення корпусу конденсатом поплавок знаходиться внизу і важелем відкриває клапан 7, з'єднуючи конденсатовідвідник через зрівняльну трубу з вакуум-апаратом.

У конденсатовідвіднику створюється вакуум, тиск у ньому і в паровому просторі калоризатора зрівнюється, і конденсат самопливом через зворотний клапан 4 надходить у конденсатовідвідник. У міру заповнення корпусу конденсатом поплавок піднімається

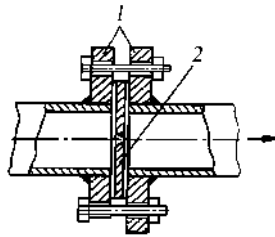
вгору, за допомогою важільного механізму відкриває клапан 8 і дає доступ в корпус гострої пари, під тиском якої конденсат викидається в конденсатну лінію через патрубок 1, відкриваючи в ньому зворотний клапан.

Після видалення конденсату поплавок опуститься, клапан 8 закриється, доступ пари припиниться, і відкриється клапан 7. Корпус конденсатовідвідника знову з'єднається з порожниною вакууму, і цикл роботи повториться.

Існують конденсатовідвідники і дещо іншої конструкції, але працюють за цим же принципом.

На лінії випуску конденсату з калоризатора як конденсатовідвідник часто застосовують підпірну шайбу (рис. 5.25). Вона являє собою сталевий змінний диск 2 товщиною 5 – 6 мм, що встановлюється між фланцями 1, з каліброваним отвором в центрі, розрахованим на прохід певної кількості конденсату.

Підпірна шайба проста по конструкції і дешева, її можна легко змінити. Особливо зручна вона у тих випадках, коли конденсат випускається з парового простору калоризатора в поверхневий конденсатор.



1 – фланці; 2 – змінний диск  
Рисунок 5.25 – Підпірна шайба

*Розрахунок конденсатовідвідників.* Місткість конденсатовідвідника можна встановити, залити його водою, але цього недостатньо. Потрібно знати, яку кількість конденсату в одиницю часу пропускає конденсатовідвідник, що залежить від діаметра клапана, що його випускає. Кількість конденсату  $V_k$ , що надходить у конденсатовідвідник, визначають за формулою

$$V_k = \frac{3600\pi d^2}{4} \alpha \varphi \sqrt{2gH_1}, \quad (5.118)$$

де  $\varphi$  – швидкісний коефіцієнт ( $\varphi = 0,82$ );

$H_1$  – різниця тисків (пари до конденсатовідвідника та конденсату після нього), м. вод. ст.;

$\alpha$  – коефіцієнт, що характеризує відношення тривалості завантаження до тривалості розвантаження ( $\alpha = 0,7$ ).

Діаметр випускного клапана

$$d_2 = 0,0122 \sqrt{\frac{V_{\kappa}}{\sqrt{H_1}}}. \quad (5.119)$$

Діаметр впускного клапана  $d_1$  обчислюють за формулою

$$d_1 = 2 \sqrt{\frac{V_{\kappa}}{\pi \varphi \sqrt{2gH}}}, \quad (5.120)$$

де  $H$  – різниця рівнів конденсату в калоризаторі та конденсатовідвіднику, м.

Продуктивність підпірної шайби як конденсатовідвідника визначають за формулою

$$G_{\kappa} = 2,84 d^2 \mu \sqrt{2\Delta P / \rho}, \quad (5.121)$$

де  $G_{\kappa}$  – продуктивність шайби, кг/год;

$\mu$  – коефіцієнт витрати ( $\mu = 0,80 - 0,95$ );

$\rho$  – густина конденсату перед шайбою, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – внутрішній діаметр шайби, мм;

$\Delta P$  – різниця тисків перед шайбою і після неї, кгс/м<sup>2</sup>.

**Розрахунки елементів комунікаційної системи.** Діаметри труб для молока, води та пари підбирають виходячи з рівняння витрати

$$V = 900 \pi d^2 v, \quad (5.122)$$

де  $V$  – витрата рідини або пари, м<sup>3</sup>/год;

$v$  – швидкість руху рідини або пари, м/с (для пари  $v = 25 - 40$  м/с під тиском більше  $9,8 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup> та  $v = 40 - 70$  м/с під тиском менше  $9,8 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>, для конденсату  $v = 1,5 - 2,0$  м/с, для води  $v = 1 - 3$  м/с).

## КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що називається кипінням? Який механізм утворення парових бульбашок?
2. Які основні режими кипіння Ви знаєте? Охарактеризуйте їх.
3. Що називається критичним радіусом парової бульбашки? Як він визначається?
4. Яким параметром визначається інтенсивність теплообміну під час кипіння? Від яких величин залежить? Який його фізичний зміст?
5. Що таке відривний діаметр парової бульбашки? Як він визначається?
6. Як змінюється щільність теплового потоку від перегріву рідини? Які шість ділянок можна виділити на кривій кипіння?

7. Яким критеріальним рівнянням описується тепловіддача в умовах бульбашкового кипіння рідини і вільного руху?
8. Що таке криза кипіння?
9. Що називається випарюванням?
10. Які переваги випарювання харчового розчину під вакуумом?
11. З яких складових складаються температурні втрати у випарному апараті?
12. Яким є устрій і принцип дії одиночного безперервнодіючого випарного апарату з внутрішньою центральною циркуляційною трубою?
13. Яка класифікація випарних установок та апаратів?
14. Які основні вимоги до випарних установок і апаратів?
15. У чому полягає сутність самовипарювання?
16. Як визначається площа поверхні нагріву випарного апарату?
17. Що характеризує коефіцієнт теплопередачі?
18. З якою метою здійснюється очищення поверхні нагріву від накипу?
19. Як виникає природна циркуляція у випарному апараті?
20. Від чого залежить температурна депресія та як вона розраховується?
21. Як визначається витрата гріючої пари в процесі випарювання?
22. Чим відрізняється корисна різниця температур від загальної різниці?
23. Перерахуйте способи економії первинної пари в процесі випарювання.
24. За рахунок чого відбувається економія гріючої пари в багатокорпусних випарних установках?
25. У чому полягає розрахунок випарних установок?
26. Які конструкції випарних установок застосовують у промисловості?
27. Яким є устрій і принцип дії випарного апарату з внутрішньою нагрівальною камерою та центральною циркуляційною трубою?
28. Яким є устрій і принцип дії однокорпусної випарної установки з тепловим насосом?
29. Яким є устрій і принцип дії випарного апарату з виносною нагрівальною камерою?
30. Яким є устрій і принцип дії випарного прямооточного плівкового апарату?
31. Яким є устрій і принцип дії тонкошарового вакуум-апарату роторного типу?
32. Яким є устрій і принцип дії випарного апарату з примусовою циркуляцією розчину?
33. Яка методика розрахунку пароструминних апаратів?
34. Яким є устрій і принцип дії конденсатівідвідників?

## Розділ 6. СУШІННЯ

### 6.1. Загальна характеристика процесу

Сушіння – це процес видалення вологи з матеріалів.

Вологу можна видаляти *механічним способом* (віджимом, пресуванням, фільтруванням, центрифугуванням) або *тепловим*, тобто шляхом випаровування вологи і відведення парів, що утворюються.

За своєю фізичною сутністю сушіння є поєднанням пов'язаних один з одним процесів тепло- та масообміну. Видалення вологи в процесі сушіння зводиться до переміщення теплоти та вологи всередині матеріалу та її перенесення з поверхні матеріалу в навколишнє середовище.

За способом підведення теплоти до матеріалу, що висушується, розрізняють наступні види сушіння:

– *конвективне сушіння* – безпосередній контакт вологого матеріалу з сушильним агентом, в якості якого зазвичай використовують нагріте повітря або топкові гази (як правило, в суміші з повітрям);

– *контактне сушіння* – передача теплоти від теплоносія до матеріалу через стінку, що розділяє їх;

– *радіаційне сушіння* – передача теплоти інфрачервоними променями;

– *діелектричне сушіння* – нагрівання в полі струмів високої частоти;

– *сублімаційне сушіння* – сушіння в замороженому стані під глибоким вакуумом.

**Вологість продукту.** Розглянемо способи вираження вологості продукту. Загальна маса вологого продукту, кг,

$$G = G_{c,p} + G_{вол}, \quad (6.1)$$

де  $G_{c,p}$  – маса абсолютно сухої речовини, кг;

$G_{вол}$  – маса вологи, що міститься в продукті, кг.

Вологість продукту може бути розрахована по відношенню до його загальної маси  $G$  або по відношенню до маси абсолютно сухої речовини  $G_{c,p}$ , що знаходиться в ньому. Маса абсолютно сухої речовини не змінюється у процесі сушіння, що значно спрощує розрахунки.

Вологість, віднесена до загальної маси продукту, %,

$$W = \frac{G_{вол}}{G} 100. \quad (6.2)$$

Вологість, віднесена до маси сухої речовини, %,

$$W^c = \frac{G_{вол}}{G_{c,p}} 100. \quad (6.3)$$

Вологість, віднесена до маси абсолютно сухого матеріалу  $w^c$ , і вологість, розрахована на його загальну масу  $W$ , пов'язані між собою

$$w^c = \frac{W}{100 - W} 100 \quad \text{або} \quad W = \frac{W^c}{100 + W^c} 100. \quad (6.4)$$

Часто вологість матеріалу виражають вмістом води, тобто відношенням маси води, що міститься в продукті, до загальної маси продукту, кг/кг,

$$U = \frac{G_{\text{вол}}}{G}, \quad \text{або} \quad U^c = \frac{G_{\text{вол}}}{G_{\text{с.в}}}. \quad (6.5)$$

Зі співвідношень (6.2), (6.3) і (6.5) встановлюється зв'язок між вологістю та вологовмістом

$$U = \frac{W}{100 - W}, \quad \text{або} \quad U^c = \frac{W^c}{100 - W^c}. \quad (6.6)$$

$$W = \frac{100U}{1 + U}, \quad \text{або} \quad W^c = \frac{100U^c}{1 + U^c}. \quad (6.7)$$

#### **Класифікація форм зв'язку води в колоїдних та капілярно-пористих тілах.**

Всеосяжна класифікація вологих матеріалів з урахуванням комплексу визначальних характеристик ще не створена. Водночас, деякі вчені запропонували свої вирішення цієї дуже складної проблеми.

Механізм процесу сушіння значною мірою визначається формою зв'язку води з продуктом: чим міцніший цей зв'язок, тим важче протікає процес сушіння. Процес видалення води з продукту супроводжується порушенням її зв'язку з продуктом, на що витрачається певна енергія. За цим принципом було побудовано класифікацію форм зв'язку води, запропоновану П.А. Ребіндером. Усі форми зв'язку води з продуктом поділяються на три великі групи: хімічний зв'язок, фізико-хімічний зв'язок, фізико-механічний зв'язок. У процесі сушіння харчових продуктів видаляється, як правило, фізико-хімічно та фізико-механічно зв'язана вода.

*Хімічно зв'язана вода* утримується найбільш міцно і видаляється після нагрівання матеріалу до 120 – 150 °С. Хімічно зв'язана вода може бути видалена тільки після нагрівання матеріалу до високих температур або в результаті проведення хімічної реакції. Ця вода не може бути видалена з продукту під час сушіння.

*Фізико-механічна зв'язана вода* – це рідина, що знаходиться в капілярах, та рідина змочування.

Вода в капілярах поділяється на воду макрокапілярів (радіус більше  $10^{-7}$  м) та мікрокапілярів (радіус менше  $10^{-7}$  м). *Макрокапіляри* заповнюються водою в результаті

безпосереднього зіткнення її з матеріалом. У *мікрокапіляри* волога надходить як після безпосереднього зіткнення, так і у результаті поглинання її з довкілля.

**Фізико-хімічний зв'язок** поєднує два види вологи: *адсорбційно* і *осмотично зв'язану* вологу. *Адсорбційна волога* міцно утримується на поверхні і в порах тіла. *Осмотично зв'язана волога*, названа також вологою набухання, знаходиться всередині клітин матеріалу і утримується осмотичними силами. Адсорбційна волога вимагає для свого видалення значно більшої витрати енергії, ніж волога набухання. Присутність цих видів вологи особливо характерна для колоїдних та полімерних матеріалів.

Що стосується процесу сушіння, вологу продукту класифікують на *вільну* і *зв'язану*. Під *вільною* розуміють вологу, швидкість випаровування якої з матеріалу дорівнює швидкості випаровування води з вільної поверхні рідини. Під *зв'язаною* розуміють вологу, швидкість випаровування якої з матеріалу менша за швидкість випаровування води з вільної поверхні.

Запропоновано всі вологі матеріали залежно від їх основних колоїдно-фізичних властивостей розділити на три групи: колоїдні, капілярно-пористі, і капілярно-пористі колоїдні.

1. *Колоїдні* (еластичні гелі) – матеріали, в яких переважає адсорбційно та осмотично зв'язана волога. Після видалення рідини вони значно стискаються, зберігаючи свою еластичність; в процесі зволоження вони вбирають найбільш близькі за полярністю рідини. Колоїдні тіла розглядаються як квазікапілярно-пористі, розміри молекул яких можна порівняти з розмірами мікрокапілярів (желатин, розчини полімерів). За здатністю до набухання еластичні гелі поділяються на ті, які необмежено набухають і здатні розчинятися в рідині, і, які обмежено набухають.

2. *Капілярно-пористі* – матеріали, у яких рідина переважно зв'язана капілярними силами. Після видалення рідини вони стають крихкими, мало стискаються і у висушеному стані можуть бути перетворені на порошок (вологий кварцовий пісок, деревне вугілля тощо). Капілярно-пористі тіла вбирають будь-яку рідину, що змочує їх, незалежно від її хімічного складу. Для таких матеріалів капілярні сили значно перевищують сили тяжіння (силікагель, кераміка, гіпс, полімерні матеріали типу полівінілхлориду).

3. *Капілярно-пористі колоїдні* – матеріали, в яких рідина має різні форми зв'язку, властиві як капілярно-пористим, так і колоїдним тілам. Стінки їхніх капілярів еластичні і після поглинання рідини набухають, а після висушування дають усадку (зерно, овочі, фрукти тощо).

Зв'язок вологи з матеріалом є однією з найбільш важливих характеристик в процесах сушіння. На величину цього зв'язку впливає дисперсність, структура та фізико-хімічні

властивості матеріалу. Ув'язати класифікацію форм зв'язку води зі станом матеріалу дозволяє термографічний метод.

На рис. 6.1 наведено термограма I і крива сушіння II тонкого колоїдного капілярно-пористого матеріалу.

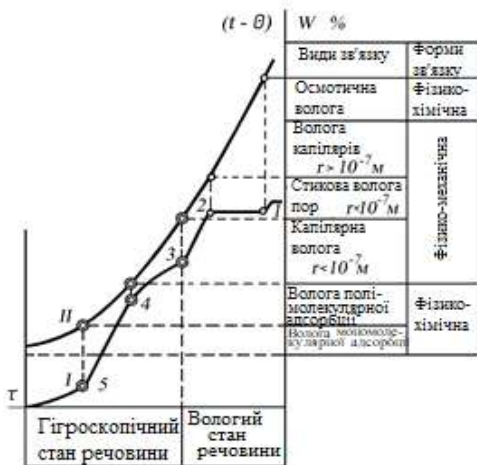


Рисунок 6.1 – Схема кінетики послідовного видалення води різних форм і видів зв'язку в процесі сушіння тонких колоїдних капілярно-пористих тіл

По точках термограми та кривій сушіння можна спостерігати схему класифікації видів зв'язку води із матеріалом. На кривій сушіння  $W = f(\tau)$ , поєднаній з термограмою процесу  $(\theta - t) = f(\tau)$ , показані сингулярні точки (1–5), що відповідають певному виду зв'язку води із сухою речовиною. Відповідно до запропонованої класифікації вся вода поділяється на воду з фізико-механічним та фізико-хімічним зв'язком з продуктом. До води фізико-механічного зв'язку відносяться три види води: капілярна, стикова та капілярна вода мікропор. Вода фізико-хімічного зв'язку складається з осмотичної води та двох видів адсорбованої води – води полімолекулярних та мономолекулярних шарів. Насамперед видаляється фізико-механічно пов'язана вода трьох видів. Далі видаляється вода фізико-хімічного зв'язку, що складається з осмотичної води та адсорбованої води полімолекулярних та мономолекулярних шарів.

Для зручності поєднання графіків крива сушіння читається справа наліво, а термограма представляє зміну різниці  $(t - \theta)$  у часі ( $t$  – температура навколишнього повітря,  $\theta$  – температура матеріалу, яка в кінці сушіння стає рівною  $t$ ).

Найбільш характерними є дві точки термограми. Точка 3, що відповідає гігроскопічному стану матеріалу, до якого належать такі види зв'язку води: вода

мікрокапілярів, волога полімолекулярної та мономолекулярної адсорбції. Розділення останніх видів зв'язку спостерігається у точці 5.

У вологому стані в матеріалі містяться осмотично утримана волога колоїдного тіла і волога, що знаходиться в об'ємах, обмежених стінками пор з радіусом  $r > 10^{-7}$  м, тобто волога макрокапілярів, або стикова волога, що знаходиться в місцях стикання частинок зернистого матеріалу, де так само, як і в капілярах, утворюються меніски.

Запропоновано як визначальну характеристику приймати критичний радіус пор, тобто радіус найбільш тонких пор, з яких необхідно видалити вологу для досягнення заданої кінцевої вологості. Вологі матеріали як об'єкти сушіння розрізняються за внутрішньою структурою. В процесі сушіння волога видаляється з пористих матеріалів послідовно, спочатку з великих пор, а потім з дрібніших. Існує однозначний взаємозв'язок між вологістю матеріалу і найбільшим радіусом пор, заповнених рідиною. Відповідно необхідно розділити дисперсні матеріали на чотири групи в порядку зменшення критичного радіусу пор: більше 100 нм ( $10^{-7}$  м), від 100 до 6, від 6 до 2, менше 2 нм, а також на підгрупи та розряди, що враховують розмір частинок матеріалу, його адгезійно-когезійні властивості та тривалість сушіння

Запропоновано у всіх масообмінних процесах з твердою фазою (сушіння, адсорбція, екстрагування) ділити матеріали на три класи: непористі, капілярно-пористі та колоїдні капілярно-пористі. Залежно від особливостей внутрішнього масопереносу та здатності твердої фази змінювати структуру пор у процесі масопередачі кожен клас поділяється на дві підгрупи.

Заснована на енергетичному принципі класифікація вологих матеріалів П.А. Ребіндера носить узагальнюючий характер за формами зв'язку вологи з матеріалом. Інші класифікації побудовані на структурному принципі і характеризують властивості твердої фази висушуваних матеріалів.

Класифікація висушуваних матеріалів за структурно-кінетичною ознакою стосовно об'єктів розпилювального сушіння.

Показано наявність п'яти характерних періодів зневоднення, які фіксуються на термограмах сушіння:

- 1) прогрівання краплі до температури рівноважного випаровування;
- 2) рівноважне випаровування;
- 3) коркоутворення (утворення шару зневодненого матеріалу на поверхні краплі);
- 4) кипіння (супроводжується деформацією корки та структуроутворенням частинки);
- 5) падаюча швидкість сушіння.

Аналіз термограм сушіння розчинів, суспензій і композицій різної природи в умовах різних режимних параметрів дозволив виявити три характерні типи кінетики сушіння, що дає можливість підрозділити об'єкти розпилювального сушіння на три основні групи.

До *першої групи* віднесені розчини речовин або суспензії, зневоднення яких відбувається переважно за температури рівноважного випаровування, близького до випаровування чистого розчинника. До цієї групи відносяться розчини, суспензії та композиції речовин з початковою концентрацією твердої фази від до 5 – 10%, а також висококонцентровані розчини (суспензії) речовин, що характеризуються гідрофобними властивостями.

До *другої групи* віднесені розчини (суспензії), сушильна стадія зневоднення яких протікає в умовах монотонного підвищення температури. Інтенсивність зневоднення на випарній стадії визначається так само, як і для розчинів першої групи, а на сушильній стадії інтенсивність вологовіддачі залежить від швидкості внутрішніх процесів перенесення. Це, як правило, розчини з досить високою концентрацією розчиненої речовини. По структурі утворення твердої фази ці матеріали відносяться до капілярно-пористих.

*Третя група* віднесена до розчинів, що висушуються за температури газового середовища, що значно перевищує температуру кипіння розчину. Дифузійний опір твердої фази, що утворюється, настільки великий, що призводить до виникнення значних температурних і концентраційних градієнтів в краплі, що зумовлюють значні структурні перетворення твердої фази. До матеріалів третьої групи найчастіше належать розчини речовин, які після сушіння утворюють тверду фазу, структура якої відповідає класу колоїдних і колоїдних капілярно-пористих тіл (наприклад, розчини високомолекулярних сполук), а також кристалічні речовини.

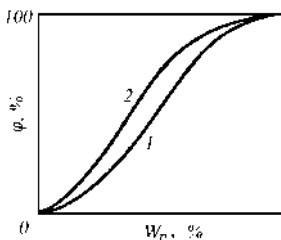
## 6.2. Статика процесу сушіння

*Статика* процесу сушіння вивчає взаємодію вологих продуктів з повітрям, в результаті якого вони прагнуть до гіротермічного рівноважного стану.

**Ізотерми сорбції та десорбції.** Взаємодія продукту з вологим повітрям може відбуватися у двох напрямках: а) випаровування (десорбція вологи з продукту), якщо парціальний тиск пари біля поверхні матеріалу  $p_m$  більший за парціальний тиск пари в повітрі  $p_n$ , тобто для  $p_m > p_n$ ; б) зволоження продукту за рахунок поглинання пари з навколишнього повітря (сорбція вологи продуктом), якщо  $p_m < p_n$ .

У процесі цієї взаємодії тиск  $p_m$  зменшується. Через деякий час, коли  $p_m$  і  $p_n$  стануть рівними, настає стан динамічної рівноваги, якому відповідає вологість матеріалу, названа *рівноважною вологістю*. Незавжди помітити, що величина рівноважної вологості

залежить від парціального тиску пари в повітрі  $p_n$  або, інакше кажучи, від його вологості  $\varphi = p_n / p_n$  ( $p_n$  – тиск насиченої пари для даної температури)



1 – ізотерма десорбції; 2 – ізотерма сорбції

Рисунок 6.2 – Залежність рівноважної вологості продукту від відносної вологості повітря

Якщо поміщати матеріал в атмосферу повітря з різною вологістю  $\varphi$ , можна в результаті експерименту отримати залежність  $W_p = f(\varphi)$ . Графік, побудований у координатах  $\varphi$  і  $W$  за умови постійної температури продукту, що дорівнює температурі навколишнього повітря, називають ізотермою (рис. 6.2). На осі ординат відкладена  $\varphi = p_n / p_n$ , на осі абсцис –  $W_p$ ; для точок, що лежать на ізотермі,  $p_n = p_m$ .

Якщо для будь-якої точки на ізотермі збільшити  $\varphi$ , тобто створити умови, за яких  $p_n > p_m$ , то станеться зволоження (сорбція); якщо  $\varphi$  зменшити (тобто  $p_n < p_m$ ), то станеться випаровування (десорбція).

Якщо стан рівноваги між  $p_n$  и  $p_m$  досягнуто в результаті випаровування води з матеріалу, то крива, що характеризує цю залежність, називається ізотермою десорбції (зневоднення). Якщо крива отримана в результаті зволоження матеріалу, то вона називається ізотермою сорбції.

З графіка на рис. 6.2 видно, що ізотерми сорбції та десорбції не збігаються (за винятком крайніх точок  $\varphi = 0$  і  $\varphi = 1$ ), і спостерігається явище сорбційного гістерезису. Фігура, утворена обома лініями, називається петлею гістерезису. Гістерезис свідчить про те, що якщо матеріал після сушіння знову зволожувати, то для отримання тієї ж рівноважної вологості потрібно створити більш високу вологість повітря, тобто в умовах тієї ж рівноважної вологості  $\varphi$  сорбції  $>$  десорбції.

Рациональна теорія сорбційного гістерезису досі не розроблена. У першому наближенні вважають, що причиною сорбційного гістерезису капілярно-пористих тіл є наявність в них повітря, яке потрапляє в капіляри тіла після видалення капілярної вологи в процесі сушіння і адсорбується на стінках капілярів. Під час подальшого зволоження відбувається неповне змочування ( $\cos\theta < 1$ , де  $\theta$  – крайовий кут), і, щоб подолати опір

повітря, необхідно збільшити парціальний тиск пари, тобто  $\varphi$ .

У зв'язку з тим, що волога в матеріалі знаходиться в різних формах зв'язку, одержати теоретично загальне рівняння ізотерм складно.

**Рівноважна та гігроскопічна вологість.** Рівноважна вологість харчових продуктів  $w_p$  в умовах незмінного значення  $\varphi$  залежить від їх хімічного складу та стану, в якому продукти знаходяться. Для більшості продуктів з підвищенням температури  $w_p$  зменшується; найбільший вплив температура повітря на  $w_p$  має в умовах більшої вологості матеріалу, що відповідає  $\varphi$  від 0,8 до 1,0.

Розглянемо зміну стану харчового продукту у процесі сушіння (рис. 6.3). В результаті зміни вологості від  $W_1$  до  $W_2$ , продукт містить вільну вологу ( $p_M = p_H$ ) і знаходиться у вологому стані. Після зміни вологості від  $W_2$  до  $w_p$  матеріал містить зв'язану вологу ( $p_M < p_H$ ) і знаходиться в гігроскопічному стані. Точка  $A$  називається гігроскопічною, а відповідна їй вологість – гігроскопічною вологістю ( $p_M < p_H$ ), тобто це максимальна вологість, яку може мати продукт за рахунок сорбції пари з навколишнього середовища (для  $\varphi = 100\%$ ). Її визначають за точкою перетину ізотерм із лінією  $\varphi = 100\%$  на графіку ізотерми сорбції (рис. 6.3).

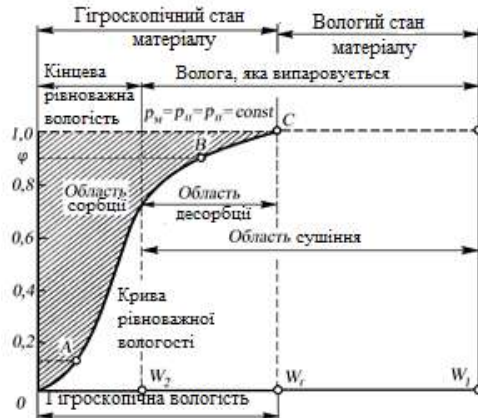


Рисунок 6.3 – Схема класифікації вологи в матеріалі у взаємозв'язку з процесом її видалення в процесі сушіння

Гігроскопічна вологість  $W_2$  знаходиться на межі вільної та зв'язаної вологи в матеріалі. Вільна волога буде видалятися з продукту за будь-якої відносної вологості навколишнього середовища менше 100% ( $\varphi < 100\%$ ). Область, де продукт може сушитися,

на рис. 6.3 заштрихована. Кінцева вологість  $W_2$  дорівнює  $w_p$ , що відповідає  $\varphi \approx 70\%$ . Поле від  $W_1$  до  $W_2$  називається областю сушіння. Кількість вологи, що видаляється у цій області визначається за виразом:  $w_y = W_1 - w_p$ .

Область від  $W_2$  до  $W_2$  називається областю десорбції. Вище кривої рівноважної вологості розташовується область сорбції. В умовах гігроскопічного стану матеріалу, що відповідає області над кривою рівноважної вологості, можливе тільки зволоження матеріалу, але не його сушіння.

В умовах невеликої вологості матеріалу (ділянка OA на рис. 6.3), крива має опуклість до осі абсцис, що характерно для мономолекулярної адсорбції. Зволоження матеріалу на цій ділянці супроводжується значним виділенням теплоти.

В інтервалі від  $\varphi$  0,1 до 0,9 (ділянка ізотерми AB на рис. 6.3) звернена опуклість до осі ординат, що характерне для полімолекулярної адсорбції. Волога полімолекулярної адсорбції поглинається зі значно меншим виділенням теплоти; із збільшенням вологості матеріалу теплота сорбції зменшується.

В умовах високої вологості матеріалу в інтервалі  $\varphi$  від 0,9 до 1,0 (ділянка ізотерми BC на рис. 6.3) переважно домінує волога мікрокапілярів ( $r < 10^{-7}$  м).

**Основні параметри вологого повітря.** В процесі конвективного сушіння теплоносії (сушильний агент) передає продукту теплоту і виносить вологу, що випаровується з продукту. Таким чином, сушильний агент грає роль тепло- та вологоносія. Стан вологого повітря характеризується наступними параметрами: барометричний тиск і парціальний тиск пари, абсолютна і відносна вологість, вміст вологи, густина, питомий об'єм, температура і ентальпія. Знаючи три параметри вологого повітря, можна знайти решту.

Абсолютною вологістю повітря  $\rho_n$  називається маса водяної пари, що знаходиться в  $1 \text{ м}^3$  вологого повітря ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ). Як видно,  $\rho_n$  є густина пари в суміші. Можна вважати, що вологе повітря підпорядковується законам ідеальних газів. Тоді водяна пара як компонент газової суміші (вологого повітря), перебуваючи під парціальним тиском  $p_n$ , повинна займати весь об'єм суміші ( $1 \text{ м}^3$ ). Тому абсолютна вологість дорівнює масі  $1 \text{ м}^3$  пари, або густині водяної пари  $\rho_n$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , в умовах відповідної температури повітря і парціального тиску  $p_n$ .

Відносною вологістю повітря, тобто. ступенем насичення повітря  $\varphi$  називається відношення абсолютної вологості до максимально можливої маси водяної пари ( $\rho_{\text{max}}$ ), яка

може міститися в 1 м<sup>3</sup> вологого повітря за тих же умов (температура та барометричний тиск),

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_{\max}}, \text{ або } \varphi = \frac{\rho_n}{\rho_{\max}} \cdot 100. \quad (6.8)$$

Відносна вологість є важливим параметром вологого повітря. Її величина характеризує здатність повітря насичуватися вологою; чим менше  $\varphi$ , тим за інших рівних умов більша сушильна здатність повітря.

Характер залежності  $\varphi$  від температури різний. Якщо температура вологого повітря  $t$  нижче температури кипіння води  $t_k$  для даного барометричного тиску, тобто  $t < t_k$ ,  $\rho_{\max}$  буде густиною насиченої пари,  $\rho_n$  для даної температури, тобто  $\rho_{\max} = \rho_n$ , тоді

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n}. \quad (6.9)$$

Числові значення  $\rho_n$  наведені у таблицях водяної пари.

Якщо приблизно застосувати характеристичне рівняння ідеального газового стану до ідеальної пари, то можна написати:

$$p_n = \rho_n \frac{RT}{\mu_n}, \quad (6.10)$$

$$p_n = \rho_n \frac{RT}{\mu_n}, \quad (6.11)$$

де  $\mu_n$  – молекулярна маса пари води, що дорівнює 18;

$p_n$  – тиск насиченої пари за даної температури  $T$ , Па;

$R$  – універсальна газова константа ( $R = 8314,3$  Дж/(кмоль К)).

Розділивши рівняння (6.10) на рівняння (6.11), отримуємо:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} = \frac{p_n}{p_n}. \quad (6.12)$$

Величина  $p_n$  залежить від температури  $t$ , з підвищенням якої тиск насиченої пари збільшується. Тому в умовах постійного вмісту вологи зменшується значення  $\varphi$ . У зв'язку з цим в процесі нагрівання повітря в калориферах його сушильна здатність збільшується, і, навпаки, після охолодження повітря  $p_n$  зменшується, а його відносна вологість за постійного вмісту вологи відповідно підвищується, досягаючи тиску рівному одиниці (100%); температура повітря за таких умов досягає величини точки роси, повітря стає насиченим, і починається конденсація пари.

В інтервалі температур від 0 до 100 °С  $p_n$  (мм рт. ст.) можна розрахувати за емпіричною формулою:

$$\lg p_n = 0,622 + \frac{7,5t}{238 + t}. \quad (6.13)$$

Якщо температура вологого повітря вища  $t_k$  в умовах даного барометричного тиску, то повне насичення можливе лише за абсолютної відсутності сухого повітря. Тиск насиченої пари дорівнюватиме барометричному тиску  $p_n = B$ . В цьому випадку

$$\varphi = \frac{p_n}{B}. \quad (6.14)$$

Вологовмістом називається маса водяної пари, що міститься у вологому повітрі, віднесена до 1 кг сухого повітря. Цей параметр широко використовується у розрахунках сушильних установок. Зазвичай у вітчизняній літературі вологовміст позначається через  $x$ , кг/кг; якщо вологовміст  $d$  виразити в г/кг, то

$$x = \frac{d}{1000} = \frac{G_n}{G_{c.n}}, \quad (6.15)$$

де  $G_n$  і  $G_{c.n}$  – маси пари та сухого повітря в суміші.

В процесі нагрівання повітря до 100 °С величина  $p_n$ , що входить у вираз (6.12), зростає і відповідно знижується  $\varphi$ , подальше підвищення температури відбувається за умови  $\varphi = \text{const}$ . Після охолодження повітря, яке супроводжується поглинанням вологи з матеріалу,  $p_n$  зменшується, а  $\varphi$  зростає до насичення повітря ( $\varphi = 1$ ).

У процесі сушіння повітря зволожується, охолоджується і змінює свій об'єм. Тому використання як параметр повітря його абсолютної вологості ускладнює розрахунки. Більш зручно відносити вологість повітря до одиниці маси абсолютно сухого повітря (1 кг сухого повітря) – величини, що не змінюється в процесі сушіння.

Маса водяної пари, кг, що міститься у вологому повітрі і припадає на 1 кг абсолютно сухого повітря, називається вологовмістом:

$$x = \frac{m_n}{m_{c.n}} = \frac{\rho_n}{\rho_{c.n}}, \quad (6.16)$$

де  $m_n$  і  $m_{c.n}$  – маса водяної пари та маса абсолютно сухого повітря в даному об'ємі вологого повітря;

$\rho_{c.n}$  – густина абсолютно сухого повітря.

Підставимо у вираз (6.16) значення  $\rho_n$  і  $\rho_{c.n}$ , отримані з рівняння Менделєєва – Клайперона. Тоді

$$x = \frac{p_n M_n}{RT} / \frac{p_{c.n} M_{c.n}}{RT} = \frac{M_n}{M_{c.n}} \frac{p_n}{p_{c.n}}, \quad (6.17)$$

де  $p_{c.n}$  – парціальний тиск абсолютно сухого повітря;

$M_{c.n}$  – мольна маса абсолютно сухого повітря, що дорівнює 29 кг/моль.

За законом Дальтона  $\rho_{c,n}$  дорівнює різниці загального тиску вологого повітря  $P$  і парціального тиску водяної пари в ньому:

$$p_{c,n} = P - p_n, \quad (6.18)$$

а з рівняння (6.12)

$$p_n = \varphi p_{n,s}. \quad (6.19)$$

Підставляючи в рівняння (6.17) значення  $\rho_n$  та  $\rho_{c,n}$ , а також чисельні значення  $M_n$  та  $M_{c,n}$  отримаємо

$$x = \frac{18}{29} \cdot \frac{\varphi p_{n,s}}{P - \varphi p_{n,s}} = 0,622 \frac{\varphi p_{n,s}}{P - \varphi p_{n,s}}. \quad (6.20)$$

Ентальпія  $I$  вологого повітря відноситься до 1 кг абсолютно сухого повітря і визначається за даної температури повітря  $t$  °С як сума ентальпій абсолютно сухого повітря  $c_{c,n}t$  і водяної пари  $x i_n$  (Дж/кг сухого повітря):

$$I = c_{c,n}t + x i_n, \quad (6.21)$$

де  $c_{c,n}$  – середня питома теплоємність абсолютно сухого повітря, Дж/(кг К);

$i_n$  – ентальпія водяної пари, кДж/кг.

Водяна пара знаходиться в процесі сушіння в перегрітому стані в суміші з повітрям. Позначимо ентальпію водяної пари для 0°С через  $r_o$ . Тоді ентальпія перегрітої пари

$$i_n = r_o + c_n t. \quad (6.22)$$

Крім  $x$ ,  $\varphi$  та  $I$ , під час розрахунків процесу сушіння необхідно знати густину або обернену їй величину – питомий об'єм вологого повітря. Густина вологого повітря  $\rho_{вол,n}$  дорівнює сумі густин абсолютно сухого повітря  $\rho_{c,n}$  та водяної пари  $\rho_n$ .

Густина вологого повітря

$$\rho_{вол,n} = \rho_{c,n} + \rho_n = \rho_{c,n}(1 + x). \quad (6.23)$$

Густина абсолютно сухого повітря із рівняння стану

$$\rho_{c,n} = \frac{p_{c,n} M_{c,n}}{RT} = \frac{29 p_{c,n}}{8314T} = \frac{P - p_n}{287T}. \quad (6.24)$$

Підставляючи значення  $\rho_{c,n}$  і  $x = 0,622 p_n / (P - p_n)$  у вираз для густини вологого повітря, знаходимо

$$\rho_{вол,n} = \frac{P - 0,378 p_n}{287T}. \quad (6.25)$$

З рівняння (6.25) випливає, що для даного зовнішнього тиску  $P$  густина вологого повітря є функцією парціального тиску водяної пари  $p_n$  і температури  $T$ . У процесі сушіння повітря зволожується (зростає  $p_n$ ) і охолоджується (зменшується  $T$ ). Зниження  $T$  має відносно більший вплив на значення  $\rho_{c,n}$  і, як випливає з рівняння (6.25), густина повітря в

процесі сушіння збільшується. Після зволоження повітря вміст у ньому водяної пари (що має меншу молекулярну вагу, ніж сухе повітря) зростає за рахунок зниження вмісту сухого повітря, тому зі збільшенням вологості повітря стає легшим.

**Температура мокрого термометра.** Одним із параметрів, що характеризують стан вологого повітря, є температура мокрого термометра. Якщо в процесі випаровування води в повітря будуть дотримані адіабатичні умови, тобто випаровування буде відбуватися тільки за рахунок теплоти повітря, то в процесі випаровування температура повітря буде знижуватися; після повного насичення повітря вологою температура його дорівнюватиме температурі води, що випаровується. Цю температуру називають *температурою мокрого термометра*.

Температура мокрого термометра є термодинамічним параметром, що характеризує здатність повітря віддавати теплоту для випаровування води до повного насичення повітря. Різниця між температурою повітря та мокрого термометра характеризує здатність повітря до поглинання вологи. Цю різницю умовно називають *потенціалом сушіння*  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = t_c - t_M. \quad (6.26)$$

де  $t_c$  – температура повітря, °С;

$t_M$  – температура мокрого термометра (адіабатного насичення повітря), °С.

В умовах повного насичення повітря ( $\varphi = 100\%$ )  $t_c = t_M$  і  $\varepsilon = 0$ .

**$I-d$  ( $I-x$ ) діаграма вологого повітря.** Основні властивості вологого повітря можна визначати за допомогою  $I-x$ -діаграми. Діаграма  $I-x$  (рис. 6.4) побудована для постійного тиску  $P = 745$  мм рт. ст. (близько  $99$  кН/м<sup>2</sup>).

На вертикальній осі ординат відкладена в певному масштабі ентальпія  $I$ , а на осі абсцис – вміст вологи  $d$ . Вісь абсцис розташована під кутом  $135^\circ$  до осі ординат (для збільшення робочої частини поля діаграми та зручності розвороту кривих  $\varphi = \text{const}$ ).

На діаграмі нанесені лінії:

- 1) постійного вмісту вологи ( $d = \text{const}$ ) – вертикальні прямі, паралельні осі ординат;
- 2) постійної ентальпії ( $I = \text{const}$ ) – прямі, паралельні осі абсцис, тобто що йдуть під кутом  $135^\circ$  до горизонту;
- 3) постійних температур – ізотерми ( $t = \text{const}$ );
- 4) постійної відносної вологості ( $\varphi = \text{const}$ );
- 5) парціальних тисків водяної пари  $p_n$  у вологому повітрі, значення яких відкладено в масштабі на правій осі ординат діаграми.

На ( $I-x$ )-діаграмі по будь-яких двох відомих параметрах вологого повітря можна знайти точку, що характеризує стан повітря, і визначити всі інші параметри.



(характеризує початковий стан охолоджуваного повітря) вниз до перетину з лінією  $\varphi = 100\%$  (відрізок  $BC$ ). Точка перетину ліній  $x = \text{const}$  та  $\varphi = 100\%$  (точка  $C$  на рис. 6.5) характеризує стан повітря в результаті його охолодження за умови  $x = \text{const}$  і називається точкою роси. Подальше охолодження повітря нижче температури точки роси (наприклад, до температури  $t_n$ ) призводить до конденсації з нього частини вологи і зменшення його вологовмісту від  $x_o$  до  $x_n$ . На діаграмі процес охолодження насиченого повітря збігається з лінією  $\varphi = 100\%$  (крива  $CE$ ).

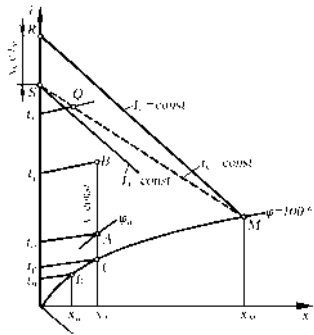


Рисунок 6.5 – Зображення процесів зміни стану вологого повітря на  $I - x$ -діаграмі

В умовах адіабатичного сушіння волога випаровуватиметься лише за рахунок теплоти, що передається продукту повітрям. Якщо температура висушуваного продукту не змінюється і дорівнює  $0^\circ\text{C}$ , ентальпія повітря після сушіння дорівнюватиме його ентальпії перед сушінням, тому що вся теплота, віддана повітрям на випаровування вологи, повертається назад у повітря з парами, що видаляються з продукту. Одночасно знижується температура і збільшуються вологовміст і відносна вологість повітря. Такий процес носить назву *теоретичного процесу сушіння*  $I_2 = I_1 = I = \text{const}$ .

Для сушильної практики велике значення має поняття про теоретичний процес адіабатичного випаровування в системі: поверхня випаровування – повітря. У цьому процесі повітря лише випаровує, а не нагріває вологу. Безпосередньо над поверхнею вологого продукту в початковий період сушіння утворюється шар насиченої пари ( $\varphi = 100\%$ ), що знаходиться в рівновазі з водою. Температура вологи дорівнює температурі мокрого термометра  $t_M$  і в процесі випаровування не змінюється. Температура повітря в міру його насичення весь час знижується наближаючись до температури мокрого термометра ( $\varphi = 100\%$ ). Якщо  $t_M > 0$ , то випарена волога  $W$ , що надходить у повітря, вносить у нього деяку кількість теплоти  $Wc t_M$ , тому адіабатичний процес охолодження

повітря відбувається з підвищенням його ентальпії ( $I_2 > I_1$ ). Якщо  $L$  – витрата сухого повітря на випаровування, то

$$L(I_2 - I_1) = Wc t_M, \quad \text{тобто} \quad I_2 - I_1 = \frac{W}{L} c t_M, \quad (6.27)$$

де  $c$  – теплоємність води.

Із залежності  $I_1 = I_2 - (x_M - x_1) c t_M$  коли  $x_1 = 0$  слідує

$$I_1 = I_2 - x_M c t_M. \quad (6.28)$$

Рівняння (6.28) служить для нанесення на  $I$ - $x$ -діаграму ліній адіабатичного насичення повітря. Якщо, наприклад, з точки  $M$  (див. рис. 6.5) провести лінію  $I_2 = \text{const}$  до перетину з віссю ординат і відкласти від точки перетину  $R$  в масштабі, обраному для ентальпій, відрізок, рівний  $x_M c t_M$ , то отримана точка  $S$  і буде шуканою, а пряма  $SM$  буде, очевидно, лінією адіабатичного насичення повітря. Ця лінія називається іноді лінією постійної температури мокрого термометра ( $t_M = \text{const}$ ).

Стан повітря (відносна вологість, вміст води, ентальпія і парціальний тиск водяної пари) можна визначити, користуючись  $I$  -  $x$ -діаграмою, якщо відомі  $t_n$  і  $t_M$ . Для цього знаходять точку  $M$  (рис. 6.5) як перетин ізотерми  $t_M = \text{const}$  з лінією  $\varphi = 100\%$ . З точки  $M$  проводять пряму  $t_M = \text{const}$  (лінія постійної температури мокрого термометра) до перетину з ізотермою  $t_e = \text{const}$ . Точка  $Q$  характеризуватиме стан повітря за заданими показаннями «сухого» і «мокрого» термометрів психрометра.

### 6.3. Кінетика процесу сушки

**Криві сушіння.** Криві сушіння характеризують зміну середньої (інтегральної) вологості продукту  $W$  у часі  $\tau$ .

На рис. 6.6 наведено залежність  $W$  продукту від часу  $\tau$ , яка називається кривою сушіння. У цьому випадку крива сушіння складається з кількох ділянок, які відповідають різним періодам сушіння. Аналіз цієї кривої показує, що на початку процесу, коли вологість матеріалу зменшується по кривій, має місце короткочасний період прогріву матеріалу. Тривалість цього періоду залежить від товщини зразка. Для тонких матеріалів період прогрівання настільки короткочасний, що на кривій сушіння він не виявляється.

Потім вологість продукту інтенсивно зменшується за прямолінійним законом. Цей перший (I) період сушіння називають періодом постійної швидкості. Для товстих зразків продуктів, що характеризуються малою вологопровідністю, в умовах порівняно інтенсивної вологовіддачі з поверхні (наприклад, хліб) періоду постійної швидкості

сушіння може не бути. Таке зменшення вологості спостерігається до досягнення першої критичної вологості (точка  $K_1$ ), після чого починається другий період процесу сушіння – період падаючої швидкості. Тут зменшення вологості матеріалу виражається деякою кривою, яка в загальному випадку складається з двох ділянок різної кривизни.

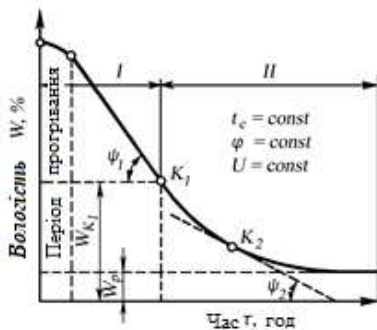


Рисунок 6.6 – Крива сушіння

Точка перегину  $K_2$  відповідає другій критичній вологості  $W_{кр2}$ . В кінці сушіння крива сушіння асимптотично наближається до лінії рівноважної вологості, причому величина  $W_p$  відповідає цьому режиму сушіння. Після досягнення рівноважної вологості сушіння припиняється – швидкість сушіння дорівнює нулю. У кожному даному випадку вид функції  $W = f(\tau)$  може відрізнятись від наведеної на рис. 6.6 залежно від форми та структури продукту, а також виду зв'язку з ним вологи.

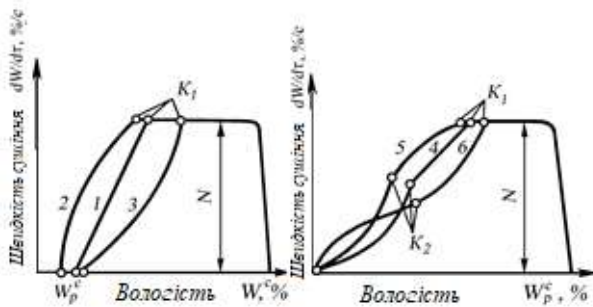
**Криві швидкості сушіння.** Швидкість сушіння – це зміна вологості продукту за одиницю часу ( $dW/d\tau$ ). Швидкість сушіння визначається зменшенням вологості продукту  $dW$  за деякий нескінченно малий проміжок часу  $d\tau$ , тобто виражається відношенням

$$N = dW / d\tau. \quad (6.29)$$

Криві швидкості сушіння зазвичай будують методом графічного диференціювання кривих сушіння: швидкість сушіння в даний момент визначається як тангенс кута нахилу дотичної, проведеної через точку кривої сушіння (рис. 6.6), що відповідає певній вологості продукту. Зокрема, для I періоду швидкість сушіння буде відповідати  $tg \psi_1 = \text{const}$  (рис. 6.6).

Такий метод визначення швидкості сушіння не забезпечує достатньої точності, особливо в кінці процесу, коли крива сушіння асимптотично наближається до лінії рівноважної вологості і точно провести дотичну до кривої сушіння важко. Тому для більш точної побудови кривої швидкості сушіння потрібно скористатися формулами табличного диференціювання та розрахувати середню швидкість сушіння за невеликі проміжки часу.

На рис. 6.7, показано вигляд кривих швидкості сушіння різних продуктів. Спочатку – у стадії прогріву швидкість сушіння збільшується від 0 до максимального значення  $N$ ; період постійної швидкості  $N = \text{const}$ . Потім (від першої критичної точки  $K_1$ ) починається падіння швидкості сушіння. У період падіння швидкості характер кривої залежить від структури матеріалів, розмірів зразка, форм зв'язку вологи з матеріалом та механізму переміщення вологи. Тому криві сушіння різних матеріалів виявляються різними, що видно з рис. 6.7.



1 – капілярно-пористі тіла з великою питомою поверхнею випаровування (папір, тонкий картон); 2 – те ж, (тканини, тонка шкіра); 3 і 4 – капілярно-пористі тіла з малою питомою поверхнею випаровування (керамічні вироби); 4 – пісок, глина; 4, 5 та 6 – складні системи – колоїдні капілярно-пористі тіла (зерно, хліб)

Рисунок 6.7 – Криві швидкості сушіння

У період постійної швидкості відбувається інтенсивне поверхневе випаровування вільної вологи. У точці  $K_1$  (перша критична вологість  $W_{кр1}$ ) вологість на поверхні продукту стає рівною гігроскопічній і відбувається випаровування зв'язаної вологи. Точка  $K_2$  (друга критична вологість  $W_{кр2}$ ) відповідає досягненню рівноважної вологості на поверхні продукту (всередині продукту вологість перевищує рівноважну). Починаючи з цього моменту і аж до встановлення рівноважної вологості по всій товщі продукту швидкість сушіння визначається швидкістю внутрішньої дифузії вологи з глибини продукту до його поверхні. Одночасно внаслідок висушування все менша поверхня продукту залишається доступною для випаровування вологи в навколишнє середовище, і швидкість сушіння падає непропорційно зменшенню вологості продукту  $W$ .

Вид кривих швидкості сушіння у періоді падаючої швидкості різноманітний (рис. 6.7). Криві 4, 5 і 6 типові для капілярно-пористих матеріалів складної структури, для яких верхня ділянка кривої відповідає видаленню капілярної вологи, а нижня –

адсорбційної. Лінії 1 і 2 характерні для тонколистових матеріалів з великою питомою поверхнею випаровування вологи (папір, картон, тканини, тонка шкіра тощо), крива 3 – для керамічних виробів, що мають меншу питому поверхню випаровування і втрачають у процесі сушіння переважно капілярну вологу. Точка перегину  $K_2$ , яка відповідає  $W_{кр2}$  (криві 4, 5, 6 на рис. 6.7), може бути виражена нечітко або відсутня зовсім (лінії 1, 2, 3 на рис. 6.7).

Швидкість сушіння визначає один з найважливіших технологічних параметрів – інтенсивність випаровування вологи з продукту  $m$ , який виражається кількістю вологи, що видаляється з одиниці поверхні матеріалу  $F$  в одиницю часу  $\tau$ ,

$$m = W/F\tau, \quad (6.30)$$

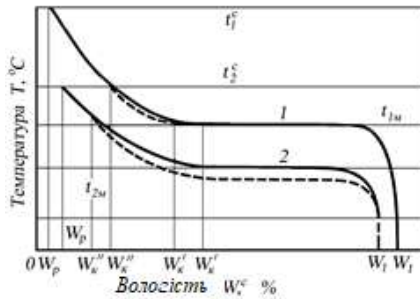
де  $\tau$  – загальна тривалість сушіння.

**Температурні криві.** Для аналізу процесу сушіння важливо знати характер зміни температури продукту  $T$  залежно від його вологості  $W$ , тому що зі зміною  $T$  можуть змінюватися властивості продукту. На рис. 6.8 наведено вигляд температурних кривих сушіння «тонкого» і «товстого» зразків продукту, характерні для конвективного сушіння. За короткочасний період прогріву продукту його температура швидко підвищується, досягаючи постійного значення – температури мокрого термометра  $T_m$ . У періоді постійної швидкості сушіння ( $I$  період) вся теплота, що підводиться до продукту, витрачається на інтенсивне поверхневе випаровування вологи і температура матеріалу залишається постійною, рівною температурі випаровування рідини з вільної поверхні ( $\theta = T_m$ ).

Починаючи з першої критичної точки (у  $II$  періоді зменшення швидкості сушіння), випаровування вологи з поверхні продукту сповільнюється і його температура починає підвищуватися ( $\theta > T_m$ ).

Коли вологість продукту досягає величини рівноважної вологості (швидкість вологовіддачі дорівнює нулю), його температура стає рівною температурі повітря ( $\theta = T_n$ ).

У перший період сушіння, якщо волога всередині тонкого продукту переміщається у вигляді рідини (у продукті є осмотично поглинена волога, стінки капілярів еластичні і відбувається усадка матеріалу), температура продукту приблизно скрізь однакова і дорівнює температурі мокрого термометра  $t_m$  ( $q_m = \text{const}$  – крива 1 на рис.6.8).



1 – «тонкий» зразок; 2 – «товстий» зразок  
Рисунок 6.8 – Температурні криві

Температура поверхні товстого продукту дорівнює  $t_m$ , а в центрі вона менше  $t_m$ , тобто в період постійної швидкості сушіння в продукті є градієнт температури. Залежно від глибини розташування зони випаровування її температура може бути вищою або нижчою за середню температуру продукту. У другий період у міру поглиблення зони випаровування середня температура продукту підвищується і може виявитися вищою за температуру випаровування, а температура поверхні наближається до температури середовища. Якщо процес вести до досягнення рівноважної вологості, то в кінці швидкість сушіння дорівнюватиме нулю, і температура тіла наблизиться до температури сушильного агента.

Випаровування вологи з поверхні продукту відбувається внаслідок дифузії пари через приграничний шар повітря біля поверхні продукту (зовнішня дифузія). Таким шляхом здійснюється перенесення до 90% усієї вологи. Це обумовлюється рушійною силою – різницею парціальних тисків пари біля поверхні матеріалу  $p_m$  і в навколишньому середовищі  $p_n$ . Крім дифузійного потоку, перенесення вологи відбуватиметься також за рахунок термодифузії внаслідок перепаду температур у граничному шарі.

У період постійної швидкості, вологість продукту більша за гігроскопічну, пара біля його поверхні є насиченою ( $p_m = p_n$ ) і відповідає температурі мокрого термометра  $t_m$ . Відбувається інтенсивне надходження вологи із внутрішніх шарів продукту до його поверхні. Швидкість поверхневого випаровування вологи з матеріалу може бути прийнята рівною швидкості випаровування її з вільної поверхні рідини.

#### **Волого- та теплообмін між поверхнею продукту та навколишнім середовищем.**

Процес сушіння продукту складається з переміщення вологи всередині продукту, пароутворення і переміщення вологи з поверхні продукту в навколишнє середовище. Випаровування вологи з поверхні продукту створює перепад вологовмісту між наступними шарами і поверхневим шаром, що викликає обумовлене дифузією переміщення вологи з

нижчих шарів до поверхневих. Наявність температурного градієнта всередині продукту ускладнює механізм перенесення вологи. Під впливом перепаду температури волога прагне переміститися всередину тіла (під впливом термодифузії волога переміщається у напрямку потоку теплоти).

У процесі сушіння має місце безперервне переміщення вологи з внутрішніх шарів до поверхневих шарів продукту, внаслідок чого зменшується вологість не тільки на поверхні, але і в глибині продукту. В процесі випаровування вологи з поверхні продукту всередині виникає градієнт вологості, що забезпечує подальше переміщення вологи з внутрішніх шарів продукту до поверхні (внутрішню дифузію вологи). Швидкість переміщення вологи всередині матеріалу залежить від форми її зв'язку з матеріалом, тому процес сушіння є фізико-хімічним.

Характер протікання процесу сушіння визначається механізмом переміщення вологи всередині продукту, енергетикою випаровування та механізмом переміщення вологи з поверхні продукту в навколишнє середовище через так званий пограничний шар, розташований біля поверхні продукту.

Загальний потік вологи всередині продукту дорівнює:

$$j = a_m \rho_o \nabla u - a_m T \rho_o \nabla T - k_p \nabla p, \quad (6.31)$$

де  $a_m$  – коефіцієнт дифузії вологи;

$\rho_o$  – густина сухого скелета тіла.

Останній член ( $k_p \nabla p$ ), що характеризує молярне перенесення вологи під впливом градієнта тиску, в умовах сушіння нагрітим повітрям для  $t_c < 100$  °C зазвичай відсутній ( $p = \text{const}$ ).

Швидкість дифузії пари з поверхні продукту в навколишнє середовище визначається різницею хімічних потенціалів вологого повітря біля поверхні продукту  $\mu_n$  та у навколишньому середовищі  $\mu_c$ . Тому на межі поверхні продукту з навколишнім середовищем має місце рівняння балансу маси вологи

$$-a_m \rho_n (\nabla u + \delta \nabla t)_n = \alpha_\mu (\mu_n - \mu_c) = j_n, \quad (6.32)$$

де  $a_\mu$  – коефіцієнт вологообміну, віднесений до різниці хімічних потенціалів;

$j_n$  – інтенсивність випаровування (індекс "n" позначає поверхню продукту, а "c" – навколишнє середовище).

У період постійної швидкості сушіння перепад вологості всередині продукту настільки великий, що лімітуючий вплив на швидкість сушіння має швидкість поверхневого випаровування (зовнішня дифузія). Після того як вологість на поверхні

знижується до гігроскопічної і продовжує зменшуватися, тобто в періоді спадаючої швидкості сушіння, визначальне значення для швидкості процесу набуває внутрішня дифузія вологи. Явище перенесення вологи всередині продукту носить назву *вологодповідності*.

В деяких видах сушіння (наприклад, контактної, радіаційної або ВЧ-сушіння) в товщі продукту, крім градієнта вологості, виникає значний температурний градієнт, що впливає на переміщення вологи всередині продукту. Це явище, яке називається *термовологодповідністю*, створює потік вологи, паралельний потоку теплоти. В умовах конвективного сушіння явище термовологодповідності може чинити деяку протидію переміщенню вологи з глибини до поверхні продукту тільки в період падаючої швидкості в умовах видалення вологи з товщі продукту.

Рівняння

$$q_n^*(\tau) = \left(\frac{d\bar{u}}{d\tau}\right)^* (1 + Rb) = \left(\frac{d\bar{u}}{d\tau}\right)^* \left(1 + \frac{B}{Ko}\right), \quad (6.33)$$

де  $B$  – безрозмірний температурний коефіцієнт сушіння, рівний добутку критерію Ребіндера

$$\text{на критерій Кирпичова, } B = Ko Rb = \frac{d\bar{t}/T_c}{d\bar{u}/\bar{u}_o} = b \frac{u_o}{T_c},$$

є *основним рівнянням кінетики сушіння*, воно встановлює взаємозв'язок між теплообміном  $q_n^*(\tau)$  та масообміном  $\left(\frac{d\bar{u}}{d\tau}\right)$  за допомогою критерію  $Rb$  або критерію  $B/Ko$ .

Це рівняння справедливе для будь-якого тіла та за будь-якого методу сушіння.

Критерій Ребіндера залежить від температурного коефіцієнта сушіння, питомої теплоємності вологого тіла  $c$  та питомої теплоти випаровування вологи  $r$ . Величини  $c$  і  $r$  залежать від форм зв'язку вологи з вологим тілом, теплота випаровування включає в себе не тільки теплоту випаровування рідини, але і теплоту змочування.

Рівняння (6.33) перепишемо так:

$$q_n(\tau) = \rho_o R_v r \frac{d\bar{u}}{d\tau} (1 + Rb). \quad (6.34)$$

Рівняння (6.34) у критеріальній формі запишеться так:

$$Ki_q(\tau) = Ki_m(\tau) Lu K\alpha (1 + Rb), \quad (6.35)$$

де  $Ki_q(\tau)$  та  $Ki_m(\tau)$  – теплообмінний та масообмінний критерії Кирпичова в періоді падаючої швидкості, що є функціями часу.

**Тривалість процесу сушіння.** Метод розрахунку тривалості сушіння з використанням коефіцієнта швидкості сушіння  $K_c$ , найпоширеніший. Згідно з цим методом тривалість сушіння в періоді постійної швидкості сушіння визначається

$$\tau_{\kappa 1} = \frac{W_1 - W_{\kappa p 1}}{N}. \quad (6.36)$$

Рівняння кривої швидкості сушіння для періоду падаючої швидкості сушіння може бути представлено у вигляді

$$N = -\frac{dW}{d\tau} = K_c (W_{\kappa, n} - W_p), \quad (6.37)$$

де  $K_c = N / (W_{\kappa, n} - W_p)$  – коефіцієнт швидкості сушіння ( $N$  – швидкість сушіння в першому періоді).

В результаті інтегрування рівняння (6.37) у межах від  $W_{\kappa, n}$  до  $W_2$  (кінцева вологість матеріалу після сушіння) отримуємо

$$\frac{W_2 - W_p}{W_{\kappa, n} - W_p} = e^{-K_c \tau_2}, \quad (6.38)$$

звідки тривалість сушіння за другий період визначається так:

$$\tau_2 = \frac{1}{K_c} 2,3 \lg \frac{W_{\kappa, n} - W_p}{W_2 - W_p} = \frac{1}{N} 2,3 (W_{\kappa, n} - W_p) \lg \frac{W_{\kappa, n} - W_p}{W_2 - W_p}. \quad (6.39)$$

Загальна тривалість сушіння складає:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{1}{N} \left[ W_1 - W_{\kappa, n} + 2,3 (W_{\kappa, n} - W_p) \lg \frac{W_{\kappa, n} - W_p}{W_2 - W_p} \right]. \quad (6.40)$$

У другий період сушіння на тривалість процесу та його інтенсифікацію основний вплив надають температура теплоносія та фізико-хімічні властивості продукту.

Для визначення тривалості сушіння запропоновано рівняння

$$\tau = \frac{1}{N} \left[ (W_1 - W_{\kappa}) + A \int_{W_2}^{W_{\kappa}} \frac{dW}{(W_1 - W_p)^m} + \beta (W_{\kappa} - W_2) \right], \quad (6.41)$$

де  $\tau$  – тривалість сушіння, хв;

$N$  – швидкість постійного періоду сушіння, % / хв;

$W_1$  – початковий вміст води в матеріалі, %;

$W_2$  – кінцевий вологовміст матеріалу, %;

$W_{\kappa}$  – критичний вміст води, %;

$W_p$  – рівноважний вміст води в матеріалі, %;

$A, m, \beta$  – постійні коефіцієнти для даного матеріалу, які не залежать від його вологості.

#### 6.4. Матеріальний і тепловий баланси сушки

**Матеріальний баланс сушіння.** Баланс по продукту, що висушується, є загальним для конвективної, контактної та інших видів сушіння.

Позначимо:  $G_1$  – маса вологого продукту, що надходить на сушіння, кг/год;  $G_2$  – маса висушеного продукту, кг/год; ;  $w_1$  і  $w_2$  – початкова і кінцева вологість матеріалу відповідно (в розрахунку на загальну масу продукту), %;  $W$  – маса вологи, що видаляється з продукту в процесі сушіння, кг/год.

Тоді рівняння матеріального балансу має вигляд:

$$G_1 = G_2 + W . \quad (6.42)$$

Матеріальний баланс абсолютно сухої речовини в продукті, що висушується, дорівнює

$$G_1 \frac{100 - w_1}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100} . \quad (6.43)$$

З рівняння (6.43) слідує:

$$G_1 = G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1} \quad \text{і} \quad G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} . \quad (6.44)$$

З рівняння (6.42) визначасмо масу вологи, що видаляється  $W$

$$W = G_1 - G_2 . \quad (6.45)$$

Підставляючи у вираз (6.45) значення з рівняння (6.44) отримаємо

$$W = G_1 - G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} . \quad (6.46)$$

Після підстановки у вираз (6.46) значення за рівнянням (6.45) визначимо масу вологи, що видаляється:

$$W = G_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1} . \quad (6.47)$$

Якщо значення  $W$  відоме, то з рівняння (6.47) можна визначити значення  $G_2$ . Рівняння (6.46) і (6.47) є основними рівняннями матеріального балансу процесів сушіння.

Вологість матеріалу в розрахунках зручніше виражати по відношенню до маси сухої речовини, що міститься в ньому. У цьому випадку, замінюючи величини  $w_1$  і  $w_2$  в рівнянні (6.46) на  $w_1^c$  і  $w_2^c$ , отримаємо

$$W = G_1 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_1^c} = G_2 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_2^c} . \quad (6.48)$$

Для розрахунку конвективних сушарок складається матеріальний баланс з вологи, з якого знаходять витрату сухого повітря на сушіння. Припустимо, на сушіння надходить

повітря з вмістом вологи  $x_0$ , кг/кг, сухого повітря, причому витрата абсолютно сухого повітря становить  $L$ , кг/год. З сушарки за відсутності втрат повітря виходить така ж кількість абсолютно сухого повітря, а вміст вологи змінюється до  $x_2$ , кг/кг, сухого повітря. Маса вологи, що випаровується з продукту в сушарці, становить  $W$ , кг/год. Тоді матеріальний баланс по волозі матиме вигляд

$$Lx_0 + W = Lx_2. \quad (6.49)$$

З рівняння матеріального балансу визначаємо витрату абсолютно сухого повітря на сушіння

$$L = \frac{W}{x_2 - x_0}. \quad (6.50)$$

Питома витрата повітря на випаровування із продукту 1 кг вологи

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_0}. \quad (6.51)$$

Позначимо вологовміст повітря, який нагрівається в калорифері і надходить у сушарку, через  $x_1$ , кг/кг, сухого повітря. У калорифері повітря не поглинає і не віддає вологи, тому вміст вологи залишається постійним, тобто  $x_1 = x_0$ . Відповідно рівняння (6.51) має вигляд

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1}. \quad (6.52)$$

**Тепловий баланс сушарок.** Розглянемо теплові баланси найбільш поширених конвективних і контактних сушарок.

*Конвективні сушарки.* Нехай на сушіння надходить  $G_1$  кг/год вихідного продукту, що має температуру  $t_1$  °С. У сушарці з продукту випаровується  $W$ , кг/год, вологи і з сушарки видаляється  $G_2$ , кг/год, висушеного продукту за температури  $t_2$ , °С.

У сушарку подається вологе повітря, що містить  $L$ , кг/год, абсолютно сухого повітря. Перед калорифером повітря має ентальпію  $I_0$ , Дж/кг, сухого повітря, після нагрівання; тобто на вході в сушарку, ентальпія повітря підвищується до  $I_1$ , Дж/кг, сухого повітря. У процесі сушіння в результаті передачі теплоти продукту, поглинання вологи, що випаровується з продукту, і втрат теплоти в навколишнє середовище ентальпія повітря змінюється, і на виході з сушарки ентальпія відпрацьованого повітря дорівнює  $I_2$ , Дж/кг, сухого повітря.

Під час складання теплового балансу слід враховувати, що в сушарці можуть бути транспортні пристрої, на яких знаходиться висушуваний матеріал (наприклад, вагонетки і т. п.).

Сумарна витрата теплоти в сушарці дорівнює

$$\sum Q = Q_g + Q_n + Q_{em1} + Q_{em2} + Q_o + Q_m, \quad (6.53)$$

де  $Q_g$  і  $Q_n$  – витрата теплоти на випаровування вологи та нагрівання продукту;

$Q_{em1}$  і  $Q_{em2}$  – втрати теплоти в навколишнє середовище та з газами, що відходять;

$Q_o$  – витрата теплоти на дегідратацію та інші ендотермічні процеси;

$Q_m$  – витрата теплоти на нагрівання речовин, що додатково вводяться (пара, стиснене повітря і т. п.) і транспортних засобів.

Для сушарок, що безперервно діють, розраховують годинну витрату теплоти, для сушарок періодичної дії – витрата теплоти  $\sum Q$  на один цикл сушіння.

Витрата теплоти на випаровування вологи  $Q_g$ , кДж/кг,

$$Q_g = W(i_n - i_p), \quad (6.54)$$

де  $i_n$  – ентальпія перегрітої пари за температури газів, що відходять, кДж/кг;

$i_p$  – ентальпія рідини за початкової температури продукту, кДж/кг.

Витрата теплоти на нагрівання продукту  $Q_n$ , кДж/кг,

$$Q_n = G_2 c_M (t_2 - t_1), \quad (6.55)$$

де  $G_2$  – продуктивність сушарки за висушеним продуктом, кг/год;

$t_2$  – температура продукту після сушіння, К;

$t_1$  – початкова температура продукту перед сушінням, К;

$c_M$  – питома теплоємність висушеного продукту, кДж/(кг К);

$$c_M = c_c \frac{1}{1 + u_K} + \frac{u_K}{1 + u_K}, \quad (6.56)$$

де  $c_c$  – питома теплоємність абсолютно сухого продукту, кДж/(кг К);

$u_K$  – кінцевий вміст вологи висушеного продукту, кг/кг.

Втрати теплоти сушаркою у навколишнє середовище:

$$Q_{em1} = KF(t_{cep} - t_o), \quad (6.57)$$

де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі через стінку сушарки, кДж/(м<sup>2</sup> год К);

$F$  – зовнішня площа поверхні сушарки, м<sup>2</sup>;

$t_{cep}$  – середня температура в сушарці, К;

$t_o$  – температура довкілля, К.

Теплоізоляцію сушарки підбирають так, щоб температура зовнішньої стінки не перевищувала 40 °С або щоб коефіцієнт теплопередачі дорівнював 0,1 – 0,2 кДж/(м<sup>2</sup> год К).

Втрати теплоти з газами, що відходять, складуть:

$$Q_{em2} = L(I_2 - I_o), \quad (6.58)$$

де  $I_2$  – ентальпія газів за температури  $t_2$  і початкового їх вологовмісту  $x_1$ , кДж/кг;

$I_0$  – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг;

$L$  – годинна витрата газів (з урахуванням підсмоктування зовнішнього повітря), що викидаються в атмосферу, кг/год.

Витрата теплоти на дегідратацію та інші ендотермічні процеси

$$Q_d = q_d G_2, \quad (6.59)$$

де  $q_d$  – питома теплота дегідратації, віднесена до 1 кг сухого продукту, кДж/кг.

В умовах сушіння різними способами теплота може витратитися на нагрівання додаткових речовин та транспортних пристроїв. Наприклад, під час сушіння розпиленням розчинів стисненим повітрям або паром; в тунельних сушарках транспортні пристрої (вагонетки, листи і т. п.), які на виході із сушарки, охолоджуються. Додаткові витрати теплоти дорівнюють

$$Q_{em2} = G_6 c_6 (t_2 - t_o^*) + \frac{G_m}{\tau} c_m (t_m - t_o), \quad (6.60)$$

де  $G_6$  – масова кількість речовини, що вводиться (пара, повітря), кг / год;

$c_6$  – питома теплоємність речовини, що вводиться, кДж/(кг К);

$t_0$  – температура введеної речовини, К;

$G_m$  – маса транспортних пристроїв, що одночасно знаходяться в сушарці, кг;

$\tau$  – тривалість сушіння, год;

$c_m$  – питома теплоємність матеріалу транспортних пристроїв, кДж/(кг К);

$t_m$  – температура транспортних пристроїв на виході з сушарки, К.

## 6.5 Конструкції сушарок

**Класифікація сушарок.** Для сушіння харчових продуктів застосовують різноманітні сушарки, які класифікуються за:

– *величиною тиску в робочому просторі* на атмосферні, вакуумні, під надлишковим тиском;

– *режимом роботи* на періодичної або безперервної дії;

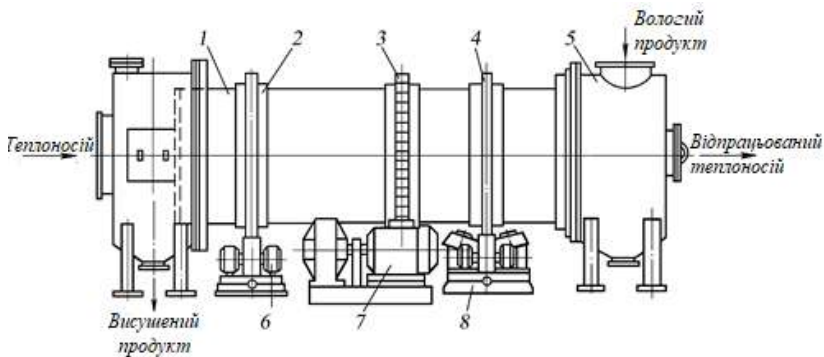
– *видом теплоносія* на повітряні, на димових або інертних газах, на насиченій або перегрітій парі, на рідких теплоносіях;

– *напрямоком руху теплоносія відносно матеріалу* на прямотечійні, протитечійні, з перехресним рухом, реверсивні;

– *характером циркуляції теплоносія* з природною та примусовою циркуляцією;

- способом нагрівання теплоносія з паровими повітропідігрівачами, топковими пристроями, з електронагрівачами, комбіновані;
- кратністю використання теплоносія прямоточні або рециркуляційні;
- способом підведення теплоти до матеріалу конвективні, контактні, з променистим нагріванням (радіаційні), з нагріванням струмами високої частоти; з акустичним або ультразвуковим нагріванням, сублімаційні, комбіновані;
- видом матеріалу, що висушується для великодисперсних, тонкодисперсних, пилоподібних, стрічкових, пастоподібних матеріалів, рідких розчинів або суспензій;
- гідродинамічним режимом з щільним нерухомим шаром, рухомим шаром, зваженим шаром (псевдозріджений шар, фонтануючий шар, пневмотранспорт, закручені потоки), з розпоршенням в потоці теплоносія;
- конструкцією на шахтні, стрічкові, камерні, барабанні, тунельні, шнекові.

**Барабанні сушарки.** Барабанна сушарка є звареним циліндром – барабаном, на зовнішній поверхні якого укріплені бандажні опори, кільця жорсткості і приводний зубчастий вінець; вісь барабана може бути нахилена до горизонту на кут до 4° (рис. 6.9).



1 – барабан; 2, 4 – бандажі; 3 – вінцева шестерня; 5 – завантажувальний бункер; 6 – опорна станція; 7 – привід; 8 – опорна фіксуєча станція  
Рисунок 6.9 – Барабанна сушарка

Барабан приводиться в обертвий рух електродвигуном через зубчасту передачу і редуктор.

Барабанні сушарки призначені для сушіння сипких матеріалів топочними газами або нагрітим повітрям. До барабанних відносяться горизонтальні циліндричні сушарки з обертвим або нерухомим корпусом. У першому випадку разом з барабаном обертається внутрішня насадка, що забезпечує перемішування матеріалу, у другому – спеціальний

пристрій, що перемішує матеріал. За способом підведення теплоти барабанні сушарки діляться на конвективні (прямої дії), контактні (непрямої дії) і комбіновані (змішаної дії).

Сушильна камера являє собою похилий обертовий барабан 1, на корпус якого надіті два бандажі 2 і 4, а також зубчата вінцева шестерня 3. Бандажимами 2 і 4 барабан 1 спирається на ролики, що вільно обертаються, які встановлені на рамках опорної 6 і опорної фіксуючої 8 станцій. Два опорних ролика на рамі опорної фіксуючої станції 8 обмежують осьове зміщення барабана. Барабан 1 обертається навколо своєї осі з частотою  $0,5 - 8 \text{ хв}^{-1}$  за допомогою приводу 7. Обидва кінці барабана мають різні ущільнення (сальникові, манжетні, секторні, лабиринтні та інші.) залежно від температури поверхні корпусу і діаметра барабана.

Продукт подається в барабан живильником, перемішується лопатями внутрішньої насадки, розташованої вздовж майже всієї довжини барабана. Гази і продукт часто рухаються прямою, що допомагає уникнути перегрівання продукту, в цьому випадку найбільш гарячі газы стикаються з продуктом, що має найбільшу вологість. Щоб уникнути винесення пилу з газами, останні проходять через барабан із середньою швидкістю, що не перевищує  $2 - 3 \text{ м/с}$ . Барабанна конвективна сушарка працює, як правило, на суміші топочних газів з повітрям. Барабан 1 спирається бандажимами 2 і 4 на дві пари роликів і обертається від приводу 7 через вінцеву шестерню 3. Вологий продукт надходить в завантажувальний бункер 5, а потім усередину барабана, в якому розташована розподільна насадка. Усередині барабана встановлюють різні насадки та інші внутрішні пристрої, що сприяють рівномірному розподілу матеріалу по перерізу та інтенсивному перемішуванню його в процесі сушіння (рис. 6.10). Конструкція насадки залежить від властивостей матеріалу, що висушується. Перспективними є конструкції барабанних сушарок з каналними насадками (рис. 6.10, б). Поперечне продування шару продукту, що висушується, значно інтенсифікує процес сушіння.

В умовах сушіння матеріалів з великою адгезією до поверхні барабана на початковій ділянці закріплюють ланцюги, за допомогою яких руйнуються грудки та очищаються стінки барабана. Для цієї ж мети можуть використовуватися ударні пристрої, розташовані із зовнішнього боку барабана.

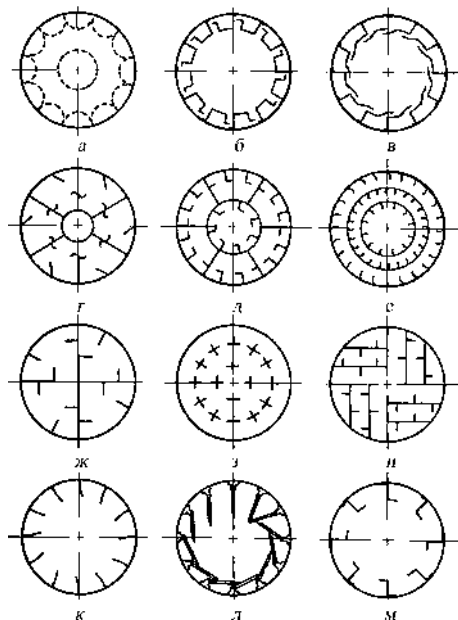
Для розвантажувального кінця барабана є підпирний пристрій у вигляді суцільного кільця або кільця, утвореного кільцеподібно розташованими поворотними лопатками (у вигляді жалюзі). Призначення цього кільця – підтримувати певний рівень заповнення барабана матеріалом. Як правило, ступінь заповнення не перевищує 20%. Час перебування зазвичай регулюється швидкістю обертання барабана і рідше зміною кута нахилу.

Для оцінки ефективності насадки рекомендується залежність

$$K_{\text{эф}} = 0,45n\sqrt{h}, \quad (6.61)$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$h$  – середня висота шару, м.



*а* – канална напівциліндрична сітчаста; *б* – канална трапецеїдальна; *в* – канална щілинна фасонна; гвинтова розподільна (прийомно-гвинтова); *г* – розподільна із закритими осередками; *д, е* – лопатева секторна; *ж, з, к, м* – підйомно-лопатева; *та* – розподільна; *л* – з прямими поворотними лопатами, яка самоочищається

Рисунок 6.10 – Внутрішні насадки барабанних сушарок

Коефіцієнт  $K_{\text{эф}}$  характеризує відношення об'єму матеріалу в сипкому стані, до повного об'єму матеріалу в апараті. Інший важливою характеристикою барабанної сушарки є коефіцієнт заповнення  $\beta_m$ . Чим вище  $\beta_m$ , тим більша площа поверхні висушуваного матеріалу бере участь у тепло- та масообміні з сушильним агентом і тим ефективніше використовується робочий об'єм барабана. Величина  $\beta_m$  залежить від конструкції насадки; за практичними даними  $\beta_m = 0,15 - 0,35$ .

**Розрахунок барабанної сушарки.** Метою технологічного розрахунку барабанної сушарки є визначення габаритів апарату (діаметра та довжини барабана) на задану продуктивність.

Волога, що видаляється з продукту в одиницю часу, визначається виходячи з необхідної продуктивності установки по висушеному продукту з урахуванням кінцевого вмісту вологи  $u_k$ , який зазвичай задається. Початковий вологовміст  $u_n$  залежить від застосованого на попередній стадії обладнання для виділення твердої фази із суспензії. Продуктивність сушарки за висушеним матеріалом і маса вологи, що видаляється в процесі сушіння, можна визначити з рівнянь матеріального балансу.

Маса вологи, що видаляється з продукту, кг/с

$$W = G_n \frac{u_n - u_k}{1 + u_n}. \quad (6.62)$$

Маса висушеного матеріалу, кг/с

$$G_k = G_n - W. \quad (6.63)$$

Рівняння теплового балансу сушарки

$$\Delta = c\theta + q_{\text{доо}} - (q_m + q_{\text{вм}}), \quad (6.64)$$

де  $\Delta$  – різниця між питомими приходом і витратою теплоти безпосередньо в сушильній камері, кДж / кг;

$c$  – питома теплоємність вологи у вологому продукті за температури  $t_1$ , кДж/(кг К);

$q_{\text{доо}}$  – питома підведення теплоти в сушильну камеру,  $q_{\text{доо}} = 0$ ;

$q_m$  – питома підведення теплоти в сушильний барабан з продуктом, що висушується, кДж/кг;  $q_m = G_k c (t_2 - t_1)$ ;

$q_{\text{вм}}$  – питомі втрати теплоти в навколишнє середовище.

Витрата сухого повітря на процес сушіння, кг/с,

$$L = W / (x_2 - x_0). \quad (6.65)$$

Витрата теплоти на сушіння, кВт

$$Q_c = L(I_1 - I_0). \quad (6.66)$$

Місткість барабана сушарки, м<sup>3</sup>,

$$V_0 = \pi D_0^2 L / 4 = W / A, \quad (6.67)$$

де  $D_0$  – діаметр барабана, м;

$L$  – довжина барабана (зазвичай приймають  $L = (3,5 - 7,0) D$ ), м;

$A$  – напруга барабана по волозі, що випаровується, кг/(м<sup>3</sup>·год).

Дійсна швидкість повітря в барабані, м/с,

$$v_z = \frac{V_z}{0,785 D_0^2}, \quad (6.68)$$

де  $V_z$  – об'ємна продуктивність по газу, м<sup>3</sup>/с;

$$V_z = L/\rho_z, \quad (6.69)$$

де  $\rho_z$  – густина повітря для середньої температури в барабані  $t_{cep}$ , кг/м<sup>3</sup>;

$$t_{cep} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad \rho_z = 1,293 \frac{273}{273 + t_{cep}}. \quad (6.70)$$

Необхідно перевірити умову винесення частинок продукту з барабану. Швидкість винесення, рівна швидкості вільного витання частки і визначають з рівняння, м/с,

$$v_{вн} = \frac{\mu_{cep}}{d\rho_z} \left( \frac{Ar}{18 + 0,575\sqrt{Ar}} \right), \quad (6.71)$$

де  $\mu_{cep}$  – в'язкість повітря для середньої температури;

$Ar$  – критерій Архімеда;

$\rho_{мс}$  – густина частинок, кг/м<sup>3</sup>;

$$Ar = \frac{d^3 \rho_{мс} \rho_z g}{\mu_{cep}^2}. \quad (6.72)$$

Якщо не виконується умова  $\omega_d < \omega_{ce}$ , то приймають барабан з більшим діаметром та об'ємом.

Визначення кута нахилу барабана, необхідного для забезпечення заданої продуктивності.

Кут нахилу барабана  $\alpha$ , град.,

$$\alpha = \left( \frac{30l}{Dn\tau} + 0,007\omega_d \right) \frac{180}{\pi}, \quad (6.73)$$

де  $n$  – частота обертання барабана, хв<sup>-1</sup>;

$\tau$  – середній час перебування продукту в сушарці, с.

$$\tau = \frac{G_m}{G_k + 0,5W}, \quad (6.74)$$

де  $G_m$  – маса продукту, що постійно знаходиться в сушарці, кг;

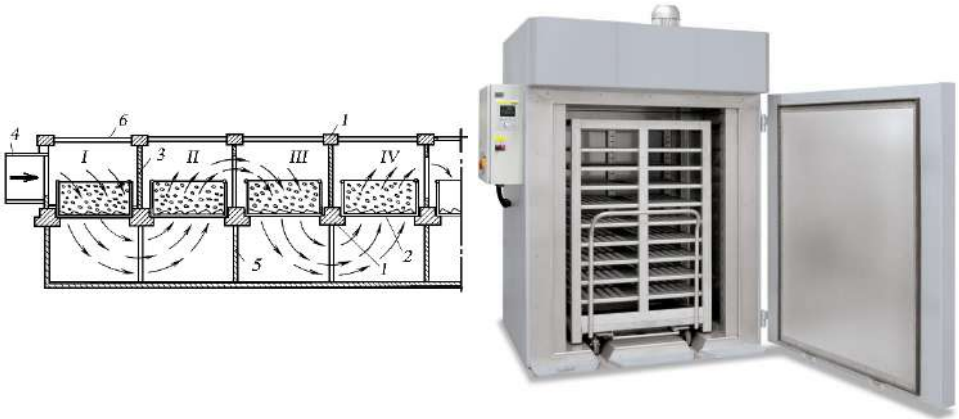
$$G_m = V_b \beta \rho_{нас}, \quad (6.75)$$

де  $\rho_{нас}$  – насипна густина продукту в сушарці, кг/м<sup>3</sup>;

$\beta$  – коефіцієнт заповнення барабана продуктом.

**Камерні сушарки.** Це сушарки, як правило, періодичної дії, що працюють під атмосферним тиском. Продукт в них сушиться на лотках, встановлених на стелажах або вагонетках, що знаходяться всередині сушильних камер *I, II, III* і *IV* (рис. 6.11).

Сушарка включає горизонтальні лотки з перфорованим дном, вентилятор, систему всмоктувальних і нагнітальних повітропроводів, з'єднаних з вентилятором і лотками, підігрівач сушильного агента, байпасний повітропровід для часткового повернення відпрацьованого сушильного агента в сушарку.



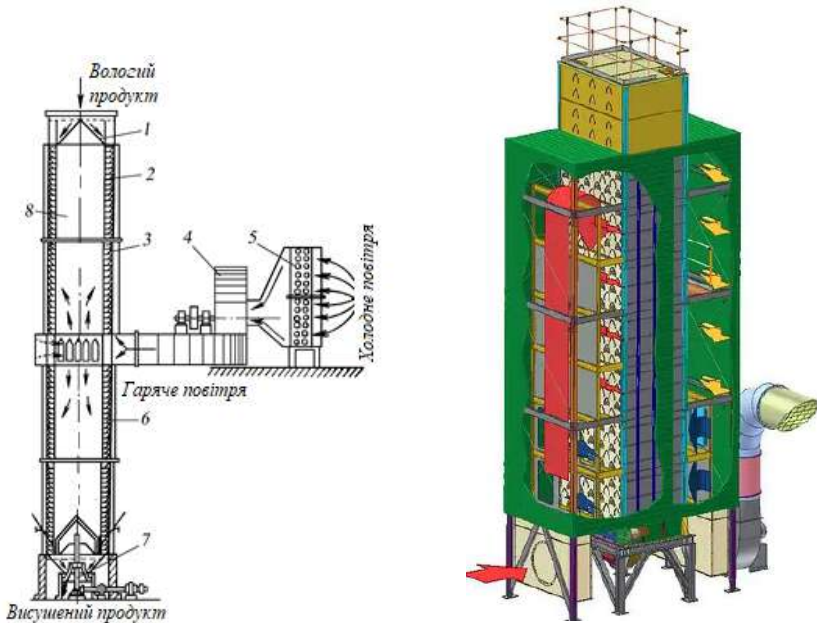
1 – горизонтальна рама; 2 – лотки; 3 – верхня перегородка; 4 – нагнітальний повітропровід; 5 – нижня перегородка; 6 – кришка  
Рисунок 6.11 – Камерна сушарка

Лотки 2 вставлені в горизонтальну раму 1 з комірками для їхньої щільної установки. До рами 1 зверху щільно прикріплена над кожним лотком відкидна кришка 6 на шарнірах. По два лотки щільно відгороджені нижніми 5 і верхніми вертикальними перегородками 3 між двома відкидними кришками зі зміщенням на один лоток по відношенню до перегородок в коробі так, що крайній лоток з'єднаний з нагнітальним повітропроводом 4, а останній – з всмоктувальним повітропроводом. Всі лотки з'єднані між собою послідовно, перфорації в дні лотків виконані у вигляді арокних прорізів.

Свіже повітря, нагріте в зовнішньому калорифері, засмоктується вентилятором і подається через нагнітальний повітропровід 4 в камери сушарки. Тут воно рухається (шлях повітря показаний на рис. 6.11 стрілками), змінюючи напрям.

Однак, внаслідок сушіння в нерухомому товстому шарі, сушарки цього типу мають низьку продуктивність, і тривалість сушіння в них велика. Крім того, сушіння в них нерівномірне через різницю температур в камері, що виникає за рахунок часткового проходу повітря у вищезгадані зони найкоротшим шляхом. Обслуговування камерних сушарок потребує великих витрат ручної праці, що є істотним недоліком.

**Шахтна сушарка** (рис. 6.12) складається з двох циліндрів різного діаметра, вставлених один всередину іншого. Внутрішній циліндр 2 виготовляють з перфорованої нержавіючої сталі, з отворами розміром менше діаметра окремих крупинок продукту, що висушується. Зовнішній циліндр утворюється набором жалюзі 3, виготовлених з конусних кілець шириною 175 мм, виконаних з нержавіючої сталі. Простір, що утворюється між циліндрами в 50 – 75 мм являє собою сушильну камеру 6, в якій продукт рухається зверху вниз. Висота сушарки 9,5 м, зовнішній діаметр 1,2м.



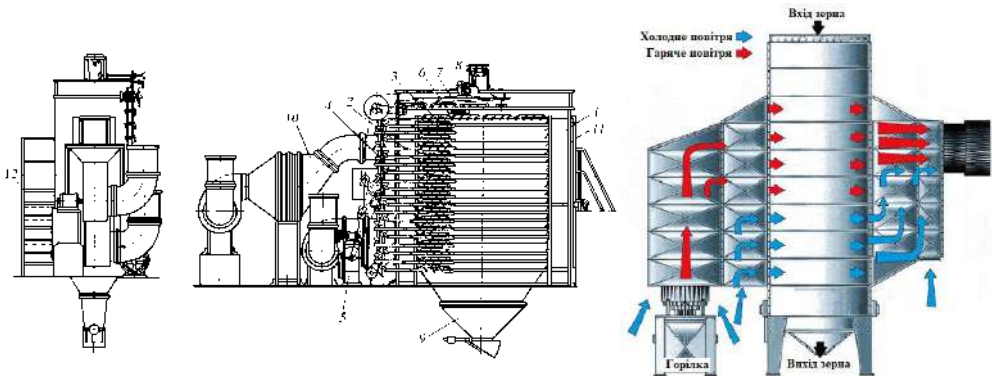
1 – завантажувальний пристрій; 2 – внутрішній перфорований циліндр; 3 – жалюзі;  
 4 – вентилятор; 5 – калорифер; 6 – сушильна камера; 7 – розвантажувальний пристрій;  
 8 – вертикальний центральний канал  
 Рисунок 6.12 – Шахтна сушарка

Продукт подається в сушильну камеру 6 через завантажувальний пристрій 1. Повітря засмоктується вентилятором 4 у калорифер 5, нагрівається там до заданої температури і подається в центральний вертикальний канал 8. Проходячи через отвори у внутрішньому циліндрі 2, гаряче повітря надходить в сушильну камеру 6. Там воно пронизує шар продукту, що висушується, проходячи крізь жалюзі. Відпрацьоване повітря із сушарки викидається в приміщення, де встановлена сушарка, і звідти видаляється в атмосферу. Висушений продукт вивантажується за допомогою пристрою 7, який встановлений в нижній частині сушарки.

Шахтна сушарка є економним апаратом. Витрата пари на 1 кг випареної вологи складає в ній 1,8 – 2,0 кг. Температура повітря, що надходить у сушарку, 75 – 80°C. Однак сушарка має ряд недоліків: зависання продукту в сушильній шахті внаслідок утворення грудок та налипання матеріалу на жалюзі, що потребує періодичного очищення таких ділянок. Через це неможливо закрити сушарку в спеціальний корпус і здійснити організоване видалення з неї вологого повітря.

Крім того, тривалість сушіння продукту (варених круп) у цій сушарці в 3 – 4 рази довше, ніж у стрічкових конвеєрних сушарках. Вище і трудомісткість її обслуговування.

Для сушіння варених круп та сухого картопляного пюре використовують шахтні сушарки з пластинами (рис. 6.13).



1 – права коробка; 2 – ліва коробка; 3 – рама з пластинами; 4 – приводна станція;

5 – колонка приводної станції; 6 – рамка розвантажувального апарату;

7 – завантажувальна каретка; 8 – завантажувальний апарат; 9 – вивантажувальний бункер;

10 – вузол подачі повітря; 11 – двері; 12 – майданчик зі сходами

Рисунок 6.13 – Шахтна сушарка

Шахтна сушарка складається з правої 1 і лівої коробки 2; рами 3 з пластинами; приводної станції 4; колонки приводної станції 5; рамки 6 розвантажувального апарату; завантажувальної каретки 7; завантажувального апарату 8; вивантажувального бункера 9; вузла подачі повітря 10; дверей 11 та майданчика 12 зі сходами.

Каркас сушарки утворює камеру, в якій закріплено двадцять полиць. Полиця складається з шістнадцяти пластин, які з'єднані загальною тягою. За допомогою тяг полиці повертаються на кут до 90°. В умовах повороту пластин продукт переміщається з однієї полиці на іншу.

У верхній частині шахти для завантаження продукту встановлені завантажувальний лоток, стрічковий дозатор та завантажувальна каретка. Процеси завантаження,

переміщення та вивантаження продукту в сушарці здійснюється автоматично. З торцевих сторін камери шахти проходять повітряні канали. Для підігріву та нагнітання повітря сушарка обладнана вентилятором та калорифером. Сушильна камера термоізолювана.

Продукт через завантажувальну воронку за допомогою стрічкового дозатора попадає на завантажувальну каретку, за допомогою якої рівномірно розподіляється по верхній полиці. У процесі сушіння продукт перевантажується з однієї полиці на іншу. Сушіння проводиться нагрітим повітрям, що проходить з каналу вздовж полиць. Висушений продукт з нижньої полиці зсипається у вивантажувальну воронку і видаляється з сушарки.

**Вальцеві сушарки.** Кондуктивний спосіб застосовується для сушіння рідких продуктів на гарячій поверхні у тонкому шарі. В даному випадку гарячою поверхнею є порожнисті вальці, усередині яких циркулює водяна пара. Сушіння на вальцях може здійснюватися під атмосферним тиском або у вакуумі.

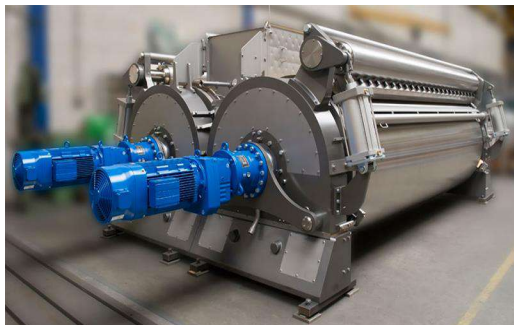
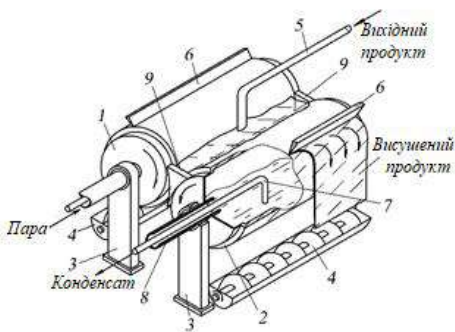
Тривалість сушіння для цього способу залежить від початкового і кінцевого вмісту вологи, товщини шару продукту, температури нагрівання вальців і регулюється частотою їх обертання. Тривалість сушіння у вакуумі скорочується у зв'язку зі зниженням температури випаровування суміші, продуктивність сушарки збільшується.

Однак температура готового продукту залежить лише від тривалості контакту висушеної плівки продукту з гарячою поверхнею вальців після видалення вологи, а не від ступеня розрідження камери. Щоб температура продукту після сушіння не піднімалася, слід встановлювати знімальні ножі на межі закінчення процесу сушіння і уникати знаходження на вальцях висушеного продукту.

Розрізняють одно- та двовальцеві сушарки. Одновальцеві сушарки обладнуються кількома валками, які розподіляють продукт по поверхні сушильного вальця. Двовальцеві сушарки валків для намазування не мають, і продукт розподіляється на сушильній поверхні самими вальцями.

Двовальцова сушарка має сталевий корпус, всередині якого горизонтально розташовані два порожнисті вальці 1 і 2; з торцевих сторін порожнисті вальці закриті кришками з циліндрами, що використовуються для кріплення опор 3 (рис. 6.14). Підшипники одного вальця нерухомо прикріплені до корпусу. Кріплення іншого вальця забезпечує можливість горизонтального переміщення для створення потрібного зазору.

Вальці обігріваються парою, яка подається всередину по паропроводу 8; конденсат і повітря, що витісняється, відводяться назовні через трубу 7. Для зняття продукту з вальців служать ножі 6. Вони розташовуються вздовж твірної циліндра і на спеціальній планці притискаються до вальців



- 1, 2 – вальці; 3 – опора; 4 – шнековий транспортер; 5 – трубопровід подачі вихідного продукту; 6 – ніж; 7 – труба для відведення конденсату із вальця; 8 – паропровід; 9 – пластини

Рисунок 6.14 – Двохвальцева сушарка

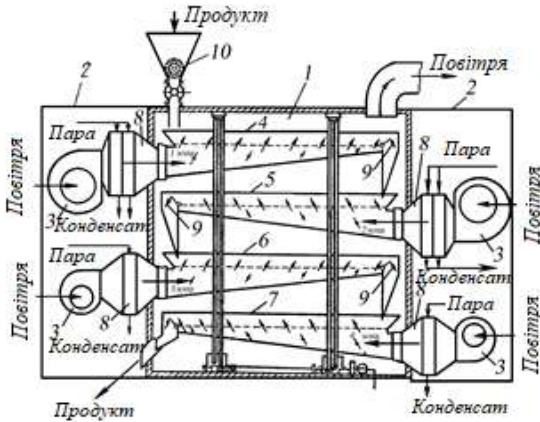
Привід сушарки здійснюється електродвигуном через редуктор. Для транспортування продукту від вальців в дробарку встановлюються два шнекові транспортери 4. З боків простір між вальцями щільно закритий дерев'яними пластинами 9, зверху між вальцями і цими пластинами утворюється ванна. Вихідний продукт (наприклад, згущене молоко) подається по трубопроводу 5 у ванну, утворену пластинами і вальцями.

Вальці 1 і 2, обертаючись у протилежному напрямку, намазують на себе вихідний продукт (згущене молоко), на поверхні вальців він висихає. Від величини встановленого між вальцями зазору залежить товщина плівки, що висушується на поверхні вальців. Висушена плівка знімається з вальців ножами 6 і потрапляє до шнекового транспортера 4, який за необхідності передає продукт в дробарку для подрібнення.

**Вібросушарка** (рис. 6.15) складається з сушильної камери 1, двох вентиляційно-калориферних станцій, віброприводу. Сушильна камера 1 конструктивно являє собою прямокутний металевий корпус 2 з теплоізоляційними і звукоізоляційними панелями і дверима, в яких змонтовані оглядові вікна.

У сушильній камері 1 горизонтально розташовані чотири металеві короби 4, 5, 6 і 7, попарно змонтовані на вертикальних рамах і кінематично пов'язані з віброприводом. Рами підвісок коливаються у вертикальній площині з амплітудою 8 мм та частотою 450 коливань

на хвилину. Поворотом ексцентрикових втулок і зміною шківів на електродвигуні, амплітуду коливань можна змінити в межах від 3 до 8 мм, а частоту – від 450 до 570 коливань в хвилину. Для покращення режиму роботи вібраторів вертикальні рами з коробами змонтовані на пластинчастих ресорах, які укріплені на рамі перекриття с ушильної камери.



1 – сушильна камера; 2 – корпус; 3 – вентилятори 4, 5, 6, 7 – короби; 8 – калорифери;  
 9 – регулятор висоти шару продукту; 10 – роторний барабанний живильник  
 Рисунок 6.15 – Вібросушарка

Сушильні короби 4, 5, 6 і 7 мають перфоровані решітки, поворотні щитки, за допомогою яких регулюється розподіл підігрітого повітря. Висота шару продукту на решеті не повинна перевищувати 100 мм. Змінюється висота регулятором висоти шару 9, який встановлений в короби в кінці решета. Зміна швидкості руху продукту вздовж решета досягається шляхом зміни кута нахилу порогу. На сушильній камері змонтований роторний барабанний живильник 10, що забезпечує рівномірне завантаження сушарки вологим продуктом і регулювання подачі.

Вентиляційно-калориферні станції змонтовані в торцях сушильної камери і призначені для підігрівання та подачі гарячого повітря. Кожна має вентилятори 3, калорифери 8, паро-водо-конденсатопровідну апаратуру. Одна станція забезпечує 1 і 3 зони, друга – 2 і 4 зони сушіння (рис. 6.15). Необхідна кількість холодного повітря, що подається в калорифери для підігріву, регулюється шлюзами з ручним приводом, встановленими на всмоктуючих патрубках вентиляторів. Для поглинання вібрації весь сушильний комплекс встановлений на дванадцяти віброізолюючих опорах.

Вологий продукт надходить у сушарку через завантажувальний живильник. Після накопичення на першому решеті продукт, підштовхується наступним потоком і переміщається вздовж решітки і з досягненням заданого рівня, через течку пересипається на друге решето (сито), потім на третє і четверте.

Повітряний потік одночасно з вертикальними вібраціями доводить продукт до псевдозрідженого стану. Частинки продукту у віброкиплячому шарі перемішуються та рівномірно омиваються сушильним агентом (гарячим повітрям). Завдяки цьому інтенсифікується процес сушіння.

Продуктивність та час знаходження продукту в сушильній камері регулюються зміною частоти обертання живильника та регулятором висоти шару. Через поріг четвертого решета продукт надходить на вібралоток і виводиться з сушильної камери.

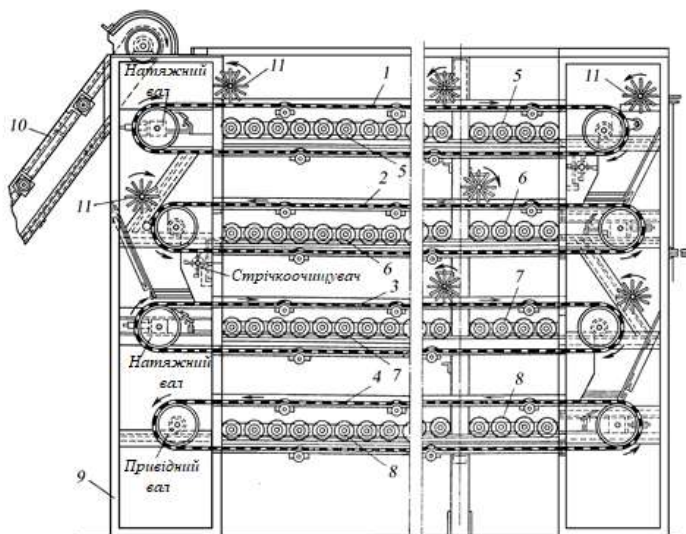
**Стрічкові сушарки.** Сушіння продуктів проводиться безперервно під атмосферним тиском. В однострічкових сушарках шар продукту рухається на нескінченній стрічці. Вологий продукт подається на один кінець стрічки, а підсушений видаляється з іншого кінця. Сушіння здійснюється гарячим повітрям або топковими газами, які рухаються протитечією або перехресним потоком до напрямку руху продукту. В цих сушарках спостерігається нерівномірне висушування продукту по висоті шару.

У багатострічкових сушарках сушильний агент рухається перпендикулярно стрічці і шару продукту, що знаходиться на ній. Під час пересипання продукту зі стрічки на стрічку збільшується поверхня зіткнення з сушильним агентом, що сприяє рівномірності сушіння.

**Чотирістрічкова сушарка** призначена для сушіння овочів та фруктів. Вона складається з чотирьох транспортерів 1, 2, 3 та 4, розташованих один над одним (рис. 6.16). Кожен транспортер має індивідуальний привід, завдяки чому на кожній стрічці можна змінювати швидкість переміщення продукту. Транспортери з приводом встановлені на сталевому каркасі 9 із двотаврових балок. Зовні сушарка закрита тонкими листами.

Для перемішування продукту, що висушується, над стрічками транспортерів встановлені ворошильники 11. Над верхньою частиною сушарки встановлений дерев'яний ковпак, що має форму усіченої піраміди і закінчується витяжною трубою.

Верхня стрічка транспортера завантажувється за допомогою похилого скребкового елеватора 10. Кількість повітря, що надходить в сушарку шляхом природної тяги, регулюється заслінками за допомогою троса і блоків. Сітчасті стрічки транспортерів виготовлені з нержавіючого дроту, переплетеного тросиками.



1, 2, 3, 4 – стрічкові транспортери; 5, 6, 7, 8 – калорифери-повітропідігрівачі; 9 – каркас; 10 – похилий скребковий елеватор; 11 – ворушильники  
Рисунок 6.16 – Чотиристрічкова сушарка

Між робочою і холостою частинами стрічки транспортерів розташовані парові калорифери – повітропідігрівачі 5, 6, 7 і 8, виготовлені зі сталевих труб з навитими на них спіральними ребрами. Сировина надходить на транспортер 1, проходить під ворушильником, що регулює товщину шару від 3 до 4 см, і рухається до протилежного кінця транспортера. Навантаження на першій стрічці за сировиною становить 20 – 30 кг/м<sup>2</sup>. Потім продукт, що висушується, зсипається на стрічку транспортера 2 і рухається у зворотному напрямку і т. д. Висушений продукт зсипається з стрічки транспортера в приймачі. Повітря надходить через нижню відкриту частину сушарки і рухається знизу вгору завдяки природній тязі, послідовно проходить через повітропідігрівачі всіх чотирьох стрічок транспортера.

В процесі сушіння овочів рекомендується підтримувати температуру повітря під стрічкою 65 – 80 °С, крім нижньої стрічки, де після повітропідігрівача температура повітря встановлюється 50 – 55 °С. Повітря нагрівається підігрівачем, омиває продукт, що лежить на стрічці 4, і поглинає частину вологи. Температура повітря знижується. Потім повітря вдруге нагрівається підігрівачем 7, омиває продукт на стрічці 3, вміст вологи його підвищується. Цей процес повторюється під час подальшого переміщення повітря через стрічки 2 та 1.

Режим сушіння регулюють шляхом зміни загальної продуктивності сушарки; перерозподілу загальної тривалості сушіння між окремими стрічками; збільшенням чи зменшенням кількості повітря, що надходить у сушарку; зміною товщини шару сировини першої стрічки; зміною температури повітря над стрічками.

Переваги стрічкової сушарки в порівнянні з сушарками інших конструкцій: безперервність завантаження, сушіння та вивантаження продукту; нижчі початкові температури повітря внаслідок проміжного підігріву; менша тривалість сушіння внаслідок перемішування продукту на стрічці і зсипання його зі стрічки на стрічку; більш рівномірне висушування продукту завдяки його перемішуванню і руху повітря в поперечному напрямку; можливістю регулювання параметрів повітря і швидкості руху продукту. Але стрічкові сушарки громіздкі та складні в обслуговуванні через перекоси та розтягування стрічок; їх питома продуктивність невелика, а питомі витрати теплоти досить високі через втрати в довкіллі.

### **6.7. Розпилювальне сушіння**

Розпилювальне сушіння застосовується, якщо необхідно отримати з матеріалу, що висушується, порошкоподібний сухий продукт. Розпиленням сушать рідкі та пастоподібні концентровані розчини. Матеріали для сушіння спеціальними пристроями (дисками, що обертаються, форсунками) диспергують в камері і висушують в потоці теплоносія (нагрітого повітря, перегрітої пари). Завдяки розвиненій поверхні диспергованих частинок процес протікає практично миттєво, тому можна використовувати високі температури газів, не побоюючись погіршення якості продукту. Сухий продукт у вигляді порошку падає на дно сушильної камери, звідки безперервно видаляється. Дрібнодисперсна частина висушених частинок захоплюється відпрацьованим сушильним агентом і виділяється з нього в пиловідділювачах (матерчатих фільтрах, циклонах, скруберах і т. п.).

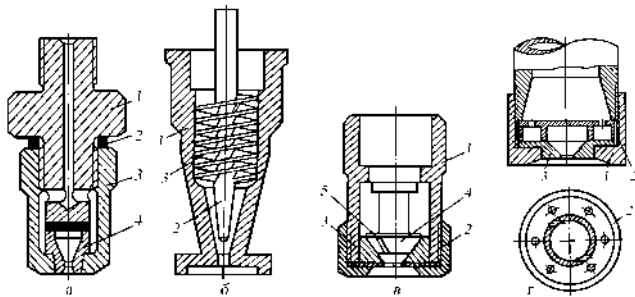
Розпилювальне сушіння має наступні переваги: процес сушіння протікає дуже швидко (зазвичай 15 – 30 с), в результаті чого виходить готовий продукт хорошої якості з високим ступенем дисперсності і підвищеною розчинністю; можна регулювати склад висушеного продукту, що складається з різних компонентів.

Розпилювальне сушіння має такі недоліки: великі питомі габарити сушильної установки, дороге і складне обладнання для розпилювання та виділення висушеного продукту з відпрацьованих газів; підвищена витрата електроенергії, обумовлена витратами на розпилення та збільшеною витратою повітря. В процесі сушіння зазвичай

використовують три методи розпилення: механічними форсунками, пневматичними форсунками та відцентровими дисками.

Розпорошення механічними форсунками проводять під тиском від 3,0 до 20,0 МПа. Якість розпилення визначається турбулентністю струменя. Турбулізація струменя збільшується, якщо йому надається обертальний рух.

Форсунка для тонкого диспергування розчинів складається з головки 1, прокладки 2, корпусу 3 і насадки 4 (рис 6.17, а). Вона працює під тиском від 5,0 до 15,0 МПа. Діаметр вихідного отвору може бути 0,8; 1,0; 1,2; 1,5мм. На насадці для закручування потоку нарізані тангенціальні канавки. Змінюючи швидкість розчину в канавках, можна регулювати кут розкриття факела



а – фрсунка для розпилення висококонцентрованих розчинів: 1 – головка; 2 – прокладка; 3 – корпус; 4 – насадки; б – фрсунка Кертинга: 1 – корпус; 2 – вкладиш; 3 – канавки; в – фрсунка Григор'єва: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шайба; 4 – конус; 5 – трикутні канавки; г – фрсунка системи ЦККБ:

1 – корпус; 2 – верхній вкладиш; 3 – нижня вкладка

Рисунок 6.17 – Механічні форсунки

На рис. 6.17 б і в наведені різні конструкції механічних форсунок, в яких розчин подається через канавки, спрямовані під певним кутом до осі форсунки і горизонтальної площини. Форсунка Кертинга (рис. 6.17 б) складається з корпусу 1 і вкладиша 2. Обертальний рух розчину досягається пропусканням його через канавки 3, утворені гвинтовою нарізкою на вкладиші. Нарізка буває двох або шестиборотна. Перетин канавки 1,0 – 1,2 мм<sup>2</sup>.

Форсунка Григор'єва (рис. 6.17, в) складається з корпусу 1, кришки 2 і шайби 3. Усередині форсунки встановлений конус 4 з трикутними канавками 5, що йдуть по дотичній до внутрішнього кола. Проходячи по цих канавках, розчин набуває тангенційної складової швидкості та поступального руху. Канавок буває від двох до шести із перетином кожна 0,5 – 0,6 мм<sup>2</sup>.

Форсунка типу ЦККБ (рис. 6.17, з) складається з корпусу 1 і двох вкладишів нижнього 2 і верхнього 3. Розчин проходить через шість отворів вкладиша 2 і надходить у розподільчий канал, звідки через тангенціальні канавки входить у вихрову камеру. Канавки зазвичай виконуються круглого або прямокутного перерізу. Кількість канавок змінюється від двох до чотирьох. Розчин з камери проходить через вихідний отвір форсунки, просвердлений у вкладиші 3. Кут конічної частини отвору  $90^\circ$ . Ці форсунки виготовляються продуктивністю від 6 до 6000 кг/год із кутом факела розпилу до  $150^\circ$ . Форсунка типу ЦККБ (рис. 6.17, з) використовується для розпилювання рідкого палива в топках або під час високотемпературного сушіння істинних розчинів.

Витрата розчину через форсунку визначають за формулою:

$$G = \mu \pi R_o^2 \rho_p \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho_p}}, \quad (6.76)$$

де  $R_o$  – радіус вихідного перерізу, м;

$\rho_p$  і  $\rho_p'$  – відповідно густина розчину, кг/м<sup>3</sup>, та його питома вага (Н/м<sup>3</sup>);

$\Delta P$  – перепад тисків, Па;

$\mu$  – коефіцієнт витрати, який залежить від геометричної характеристики

форсунки та властивостей розчину.

Розмір крапель приблизно можна визначити за формулою

$$\delta = 2.3 \sqrt[3]{1.5 \frac{\sigma R_o^2}{\rho_p u_m^2}}, \quad (6.77)$$

де  $\sigma$  – поверхневий натяг, кг/м;

$u_m$  – окружна швидкість обертання розчину, м/с.

Потужність, що витрачається на розпилення механічними форсунками,

$$N = \frac{G \Delta P \rho_p}{102 \eta_n}, \quad (6.78)$$

де  $\Delta P$  – повний напір, м вод. ст.;

$G$  – витрата розчину, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_n$  – ККД насосу.

Розпилення за допомогою відцентрових механічних форсунок має наступні переваги: форсунки прості і компактні, працюють безшумно; невеликі витрати електроенергії на розпилення, які становлять 2 – 4 кВт год на 1 т розчину залежно від фізичних властивостей розчину та необхідного ступеня дисперсності; можна легко отримати бажану конфігурацію факела зміною внутрішнього пристрою форсунки;

продуктивність однієї форсунки може досягати 4000 кг/год. Механічний розпил придатний для істинних і колоїдних розчинів.

Однак механічні форсунки мають ряд недоліків: регулювати продуктивність форсунки важко, тому що під час регулювання продуктивності вентилям перед форсункою тиск у розпилювачі значно падає, внаслідок чого різко знижується дисперсність розпилю; вихідні отвори форсунок малі (0,5 – 1,0 мм), тому вони часто засмічуються та непридатні для розпилення суспензій та паст; відцентровими форсунками не можна розпоршувати пастоподібні розчини та густі суспензії; під час розпилення суспензій відбувається швидке забивання форсунки внаслідок виділення твердої фази в каналах; вихідний отвір форсунки в експлуатації внаслідок ерозії розробляється, що призводить до зміни продуктивності форсунки.

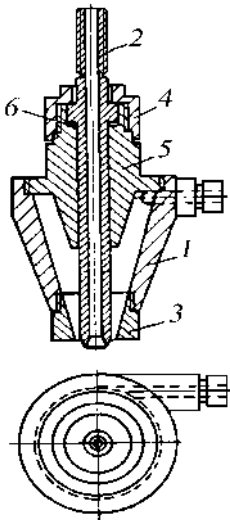
**Пневматичні форсунки.** У пневматичні форсунки подаються розпилюючий газ і рідина, що розпоршується. Пневматичні форсунки в залежності від величини тиску поділяють на високонапірні (тиск 0,3 – 0,6 МПа з відносною витратою газу, що розпилює 0,3 – 1,0 кг/кг рідини) і низьконапірні (під тиском менше 0,01 МПа з відносною витратою газу 4 – 10 кг/кг рідини). Форма та ступінь турбулентності рідкого струменя визначаються конструктивними особливостями форсунки, тиском та фізичними властивостями рідини. Як розпилюючий газ зазвичай застосовують повітря або водяну пару, причому конструктивні відмінності форсунок несуттєві.

У техніці розпилювального сушіння переважно використовуються високонапірні пневматичні форсунки. За конструктивними ознаками ці форсунки розрізняють залежно від того, чи відбувається зустріч підведених до них потоків усередині (форсунки внутрішнього змішування) або зовні корпусу (форсунки зовнішнього змішування). Незважаючи на те, що форсунки внутрішнього змішування дозволяють забезпечити більш глибоке і якісне диспергування, вони не набули широкого поширення в сушильній техніці, так як менш надійні в роботі, часто засмічуються в результаті утворення в перерізі вихідного отвору наростів з підсушених частинок.

Для розпилення застосовується стиснене повітря тиском 0,4 – 0,7 МПа. Витрата повітря для нормальних умов становить 0,4 – 0,8 м<sup>3</sup> на 1 кг розчину в залежності від фізичних властивостей і продуктивності форсунки. Зі збільшенням продуктивності однієї форсунки питома витрата повітря має бути більшою, щоб отримати досить рівномірний розпил. Ці форсунки мають велику інжекційну здатність. В умовах тиску 0,5 МПа максимальне розрідження в лінії подачі розчину досягає 4,0 – 4,5 м вод. ст. Правильне положення вставки 2 визначається за максимальним розрідженням в лінії подачі розчину. Необхідне оптимальне положення вставки фіксується за допомогою кілець 6 різної

товщини. Висота всмоктування становить 100 мм. Особливо важливе значення для роботи форсунки з тангенціальним введенням повітря має вихідний кільцевий отвір. За наявності кільцеподібного правильного виходу стиснутого повітря з однаковою відстанню по всій щільні можна отримати високі швидкості обертання, отже, і хороший розпил.

Подача розчину в форсунку зазвичай здійснюється за рахунок розрідження, створюваного самою форсункою, для рівномірної подачі необхідно в живильній ємності підтримувати постійний рівень розчину. Продуктивність форсунки можна регулювати, зменшуючи подачу розчину зміною вставки з іншим перегином каналу. Конусність факела розпилу можна регулювати зміною розмірів форсунки, діаметра входного отвору стисненого повітря, відношення більшого до меншого радіусів конічної внутрішньої камери.



- 1 – корпус; 2 – вставка;  
3 – наконечник;  
4 – накидна гайка;  
5 – кришка; 6 – кільце ущільнення

Рисунок 6.18 – Пневматична форсунка зовнішнього змішування з тангенціальним введенням стиснутого повітря

У пневматичних форсунках для розпилювання використовують стиснене повітря тиском 0,5 – 0,6 МПа або пара тиском 0,4 – 0,6 МПа. За конструкцією ці форсунки можуть бути з внутрішнім змішуванням і зовнішнім, коли розчин і струмінь стисненого повітря зустрічаються поза корпусом форсунки; останні найчастіше застосовують для сушіння.

Частіше застосовується пневматична форсунка зовнішнього змішування з тангенціальним введенням стиснутого повітря (рис. 6.18). У цій форсунці стиснене повітря подається тангенціально, в результаті чого він отримує обертальний рух. Швидкість обертання збільшується з наближенням до вихідного отвору і залежить від кута конусності і стану поверхні корпусу форсунки, входної швидкості повітря та ін.

Конусоподібний повітряний вихор, що обертається з великою швидкістю, має вершину поза соплом. Ця вершина одночасно є вістрям конуса розпилу. Завдяки великій обертальній швидкості факел розпилу виходить широким і коротким, що особливо важливо під час сушіння розпиленням. Продуктивність зазначеної форсунки по розчину 120 – 150 кг / год.

В умовах розпилення пневматичними форсунками зовнішнього змішування з центральною подачею розчину різко збільшується неоднорідність розпилу з підвищенням продуктивності.

Витрата стисненого повітря становить 0,5 – 0,7 м<sup>3</sup>/кг розчину, а витрата пари 0,4 – 0,5 кг/кг розчину.

На рис. 6.19 показано пневматичну форсунку зовнішнього змішування з центральною подачею розчину. Стиснене повітря або пару подають у камеру форсунки тангенційно. Але зі збільшенням продуктивності різко зростає неоднорідність розпилювання. Пневматичні форсунки можуть бути з горизонтальним факелом розпилю (рис. 6.20).

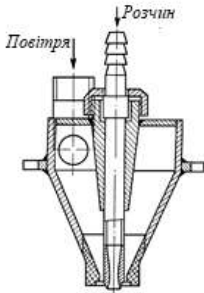


Рисунок 6.19 – Пневматична форсунка

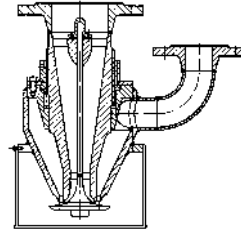


Рисунок 6.20 – Тарільчаста пневматична форсунка

Для розпилення деяких розчинів можна використовувати трубки Вентурі з подачею рідини по центру та периферії. Розпилення можна проводити в широкому діапазоні швидкостей газу (менше та більше критичних). Механізм розпадання струменя в умовах пневматичного розпорощення наступний. За великої відносної швидкості виникає тертя між струменями повітря та розчину. Струмień розчину, як би закріплений з одного боку, витягується в тонкі окремі нитки, які швидко розпадаються, як статично нестійка форма, з утворенням крапель. Зі збільшенням в'язкості розчину зростає тривалість існування статично нестійкої форми.

Середній розмір крапель і витрата повітря та рідини через пневматичні форсунки може бути розрахований за наведеними нижче співвідношеннями:

для форсунки зовнішнього змішування в умовах критичного режиму витікання

$$G_n = 0,396 \xi f P / \sqrt{T}, \quad (6.79)$$

для форсунки внутрішнього змішування

$$G_n = 0,3665 \mu_n f P / \sqrt{T}, \quad (6.80)$$

$$G_p = 0,442 \mu_p f \sqrt{\rho_p \Delta P}, \quad (6.81)$$

де  $G_n$  і  $G_p$  – витрата відповідно повітря і рідини, кг / с;

$f$  – перетин, м<sup>2</sup>;

$\xi$  – швидкісний коефіцієнт  $\xi = 0,85 - 0,95$ ;

$P$  – тиск повітря, кг/м<sup>2</sup>;

$\Delta P$  – перепад тиску рідини, кг/м<sup>2</sup>;

$\mu_p$  і  $\mu_n$  – коефіцієнти витрати відповідно для рідини та повітря.

Витрату електроенергії для розпилення стисненим повітрям можна визначити за звичайними рівняннями, що застосовуються для розрахунку потужності, що споживається відцентровими або поршневыми компресорами.

Потужність, яку споживає турбокомпресор, дорівнює

$$N = 3,38 \frac{V_o}{\eta_{об} \eta_m \eta_n} \frac{T_o}{273} \lg \frac{P}{P_o}, \quad (6.82)$$

де  $V_o$  – подача повітря, м<sup>3</sup> / хв;

$\eta_{об}$ ,  $\eta_m$  і  $\eta_n$  – об'ємний, механічний та ізотермічний ККД;

$P_o$  і  $P$  – тиск повітря на вході в машину та виході з неї, кг/см<sup>2</sup>;

$T_o$  – температура повітря на вході в машину, К.

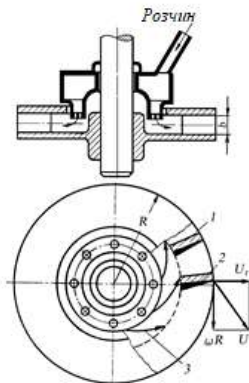
Для розпилення парою бажано використовувати перегріту пару, щоб в умовах її адіабатного витікання не утворювалися краплі води. Під час парового розпилу значно підвищується вологість газів, тому для отримання сухого сипкого продукту і запобігання конденсації вологи в газоходах зазвичай підвищують температуру газів, що відходять до 135 – 145 °С. Основні недоліки цього методу розпилу – підвищена витрата електроенергії, а в багатотоннажних виробництвах – велика кількість форсунок (32 і більше).

Переваги та недоліки пневматичного розпилення. За допомогою пневматичних форсунок можна розпорошувати розчини практично з будь-якою в'язкістю. Пневматичні форсунки надійні в експлуатації, прості за устроєм; можна легко змінювати форму факела розпилу в потрібному напрямку.

До недоліків цього методу розпилення необхідно віднести, в першу чергу, велику витрату електроенергії (50 – 60 кВт на 1 т розчину), труднощі отримання задовільного розпилу в умовах великої продуктивності форсунки. Сам розпил неоднорідний, що пояснюється нерівномірним розподілом енергії стисненого повітря по перерізу струменя розчину.

**Відцентрові дискові розпилювачі.** Найбільш широке поширення в сушильній техніці отримало розпилення розчинів за допомогою відцентрових дисків. Цей метод відрізняється від методу розпилення розчинів механічними форсунками тим, що розчин отримує великі швидкості без тиску на нього.

Через спеціальну розподільну коробку або трубу з отворами розчин під невеликим надлишковим тиском подають на диск, де він отримує обертальний рух (рис. 6.21).



- 1 – лопатка; 2 – плівка розчину;  
3 – напрямок переміщення розчину по гладкому диску

Рисунок 6.21 – Диск з радіальними лопатками

Після розпадання плівки або струменів розчину за рахунок тиску, викликаного тертям повітря, краплі утворюються з тонких ниток, як і під час розпилення пневматичними форсунками. Такий механізм розпилення також підтверджується експериментальними даними, в яких під час сушіння. Завдяки дії відцентрової сили розчин у вигляді плівки з швидкістю, що безперервно зростає, переміщається до лопаток або сопел і далі по них – до периферії диска, звідки скидається. Відбувається розпорощення розчину.

Механізм розпилення розчину залежить від умов роботи відцентрового диска. В умовах невеликих швидкостей потоку та продуктивності диска розпорощення відбувається з безпосереднім утворенням крапель. Плівка рідини стікає до країв диска і збирається у

вигляді висячого циліндра. Цей циліндр збільшується до того часу, поки досягне критичної величини. Рідинна плівка приймає опуклу форму по периферії диска і під дією відцентрової сили, долаючи поверхневі сили, що утримують розчин на твердій поверхні, розривається. Зі збільшенням продуктивності утворюються окремі тонкі струмені, які, як статично нестійкі, розпадаються на краплі. Після подальшого збільшення продуктивності струменів утворюється суцільна плівка, яка також розпадається з утворенням окремих крапель. Розпад окремих струменів або плівки розчину відбувається на певній відстані від диска. Зі збільшенням швидкості потоку розчину розпадання статично нестійких форм починається раніше. Як і в умовах розпилення механічними форсунками, розпадання статично нестійкої форми відбувається за рахунок турбулентності потоку і за рахунок сил тиску на поверхню розчину, що виникає внаслідок тертя повітря.

У першому випадку розпадання проходить в результаті взаємодії внутрішнього градієнта швидкості і поверхневої напруги, ваги без дії зовнішнього тиску повітря. У цьому випадку величина крапель обернено пропорційна кореню квадратному з відцентрової сили або першому ступеню окружної швидкості.

в'язких розчинів у певних умовах роботи диска висушений продукт виходить у вигляді вати, що складається з окремих тонких волокон. В умовах розпадання струменя під дією повітря величина крапель пропорційна квадрату окружної швидкості. Таким чином, під час

розпилення відцентровими дисками мають місце обидва механізми розпаду струменя на краплі. Якщо буде переважати перший механізм розпадання струменя, розпил вийде більш рівномірним.

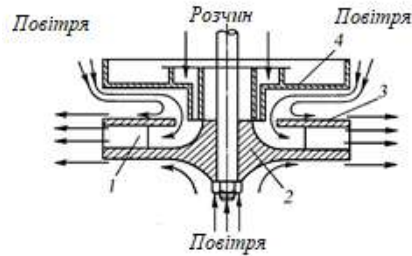
Нерівномірність розпилу в загальному випадку пояснюється тим, що розпадання окремих струменів або плівки відбувається на різній відстані від диска і різній їх товщині. Неоднорідність розпилу збільшується з переходом від стадії розпадання окремих струмків до розпадання плівки. Таким чином, величина крапель та однорідність розпилу залежать від окружної швидкості диска та товщини плівки розчину, яка, у свою чергу, визначається продуктивністю.

В умовах малих окружних швидкостей диску (менше 50 м/с) виходить різко виражений неоднорідний розпил, факел розпилу складається з основної групи великих крапель і групи дрібних крапель, які осідають ближче до диску. У міру збільшення швидкості обертання неоднорідність розпилу зменшується, відстань між основною масою великих і дрібних крапель скорочується. Таким чином, дисперсність розпилу залежить від окружної швидкості диска, продуктивності по розчину, віднесеної до змочуваного периметру, фізичних властивостей розчину.

Під час руху розчину по диску кожна частка має два вектори швидкості: один спрямований радіально, інший – по дотичній до кола (рис. 6.21). Якщо розчин переміщається по канавках, його ковзанням можна знехтувати, і тангенціальна швидкість дорівнюватиме окружній швидкості диска. Радіальна швидкість в умовах руху розчину без тертя також дорівнюватиме окружній швидкості.

В умовах розпилення відцентровими дисками факел розпилу розташований у горизонтальній площині. Його розмір диктує діаметр сушильної камери. Діаметр факела розпилу та його конфігурація залежать від багатьох факторів. Траєкторія польоту в камері крапель розчину, що володіють кінетичною енергією, має вигляд спіралі, що розширюється. Однак динаміка руху крапель ускладнюється введенням теплоносія і самовентиляцією диска, що обертається з великою швидкістю. Дальність польоту частинок залежить від величини крапель, їх початкової швидкості, густини розчину і газової фази, зміни маси в результаті випаровування вологи, від повітряних потоків в камері, продуктивності диска по розчину. Великі частинки сепаруються і осідають ближче до стінки камери переважно у ядрі факела. Вентиляційний ефект диска значно впливає на конфігурацію факела. Циркуляція повітря виникає через тертя між диском і повітрям, а також внаслідок ежекційного ефекту витікання розчину і повітря, що викидається з сопел, і внаслідок роботи диска (особливо з лопатками) як вентилятора.

На рис. 6.22 показана схема циркуляції повітря в диску, що обертається. Зі збільшенням діаметра та окружної швидкості диска його вентиляційний ефект настільки зростає, що за певних умов факел розпилу піднімається вгору і досягає перекриття сушильної камери. Під час обертання диска основна кількість газів надходить зверху по корпусу приводу і менше – знизу, по центру до диска. Крім того, диск має пару з приводом. Таким чином, виходить гідродинамічна асиметрія.



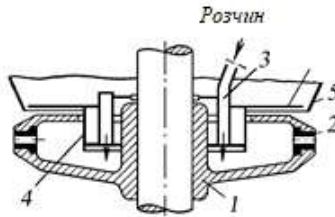
1 – лопатка; 2 – корпус диска; 3 – кришка диска; 4 – тарілка  
Рисунок 6.22 – Схема циркуляції повітря в дисковому розпилювачі

Розподіл щільності потоку розчину в горизонтальній площині в умовах дискового розпилення інше, ніж для форсуночного. Для окружних швидкостях більше 60 м/с щільність потоку в міру віддалення від диска збільшується, досягаючи максимального значення на певній відстані від диска, а потім зменшується.

Сучасні конструкції дисків поділяються на дві групи: диски з канавками та лопатками, що мають значну ділянку розгону в радіальному напрямку плівки рідини, та соплові чашоподібні диски. У першому випадку забезпечується значна величина змоченого периметра і, як наслідок, рівномірний розпил. Основний недолік таких дисків – великий вентиляційний ефект і труднощі розпилення розчинів, що викликають корозію і ерозію лопаток. В процесі сушіння термостійких розчинів з невеликою початковою вологістю (тобто для малих співвідношень агента сушіння та розчину) дуже важко регулювати факел розпилу. Під час підведення газів до кореня факела можна застосовувати високі температури газів, не побоюючись погіршення якості продукту. У цьому випадку розпил може бути грубішим.

Для зменшення самовентиляції диску збільшують окружну швидкість, а в умовах сушіння в середовищі високих температур – зменшують окружну швидкість до 90 м / с. Прикладом реалізації такого підходу є диск зі змінними соплами (рис. 6.23). Диск має 16 змінних сопел діаметром 6 – 8 мм. Сопла виготовлені зі спеціальних сплавів. Швидкість переміщення розчину диском невисока, тому абразивне зношування невелике. Внаслідок

ушільнення і малого перерізу вільного виходу з диска самовентиляція його невелика. Диск, що обертається, діє як центрифуга: тверді частинки сепаруються, осідають на стінці і створюють захисний шар



1 – корпус диска; 2 – змінні сопла; 3 – розподільник рідини з отворами;  
4 – система ущільнень; 5 – сорочка корпусу приводу

Рисунок 6.23 – Диск із змінними соплами

Для розрахунку і оцінки середнього діаметра крапель внаслідок диспергування відцентровими дисковими розпилювачами пропонується узагальнене співвідношення, мкм

$$\delta = 6,9 \cdot 10^5 \frac{G^{0,2} v_p^{0,2} \sigma^{0,1}}{n^{0,5} \rho_p^{0,3} D_o^{0,2} \Pi^{0,1}}, \quad (6.83)$$

де  $\delta$  – об'ємно-поверхневий діаметр крапель, мкм

$G$  – продуктивність, кг/год;

$v_p$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини в м<sup>2</sup>/с;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу в кг/м;

$n$  – частота обертання диска, с<sup>-1</sup>;

$D_o$  – діаметр диска, м;

$\Pi$  – змочений периметр диску, м.

Для розрахунку диска (діаметр, кількість сопел або лопаток та ін.) необхідно знати величину плівки розчину під час її сходу. Вона визначається, якщо відомий закон течії розчину по диску. Розчин, потрапляючи на диск, набуває деякої обертальної швидкості внаслідок тертя між розчином і поверхнею диска. Відцентрові сили, прикладені до розчину, змушують його переміщатися до краю диска. Отже, кожна елементарна частка розчину має два складових вектора швидкості: один спрямований радіально, інший – по дотичній до кола. Якщо диск суцільний, то частинки розчину внаслідок ковзання будуть переміщатися до краю диска по кривій щодо площини. Якщо розчин рухається по канавках диска (рис. 6.23), то ковзанням можна знехтувати, і швидкість обертання розчину дорівнюватиме окружній швидкості диска. Радіальна швидкість під час руху розчину без тертя також дорівнює окружній швидкості диска  $\omega r$ , де  $\omega$  – кутова швидкість диска,  $r$  – відстань по

радіусу від центру обертання. Отже, максимально можлива швидкість розчину  $u_{max}$  в момент відриву від диска дорівнюватиме

$$u_{max} = \sqrt{2} \omega R, \quad (6.84)$$

де  $\omega$  – частота обертання диска,  $c^{-1}$ ;

$R$  – радіус диска, м.

Витрата електроенергії  $N$  для дискового розпилю становить 5 – 10 кВт год/т розчину. Величина  $N$  складається з витрат на передачу кінетичної енергії розчину, подолання сил тертя між поверхнею диска і повітрям і на циркуляцію повітря всередині диска. Наближено (без урахування витрат на циркуляцію повітря) її можна розрахувати за формулою

$$N = 1,2 \cdot 10^{-3} n^2 R^2 [4G + \rho_n n R^3], \quad (6.85)$$

де  $G$  – продуктивність диска, кг/с;

$n$  – частота обертання диска,  $c^{-1}$ ;

$\rho_n$  – густина повітря,  $кг/м^3$ ;

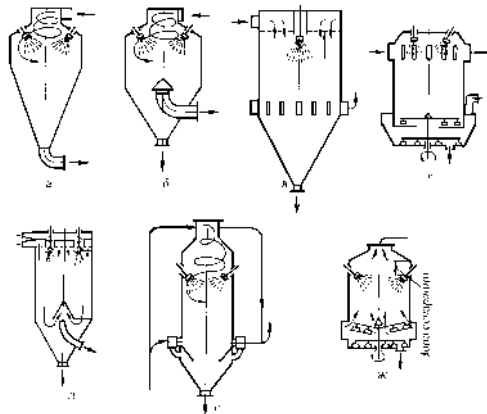
$R$  – радіус диска, м.

Основні переваги розпилення дисками: однорідність розпилю, можливість розпилення грубих суспензій, в'язких розчинів та паст, велика потужність одного розпилювача (полегшує автоматизацію сушарки та спрощує її експлуатацію). Таким чином, можна вважати, що для сушіння істинних розчинів доцільно розпилення механічними форсунками, у всіх інших випадках – розпилення дисками.

**Сушильні камери.** Залежно від технологічних вимог сушіння розчинів проводять в умовах паралельного, протитечійного і змішаного потоків матеріалу і агента сушіння. Більшість сушарок працюють за принципом паралельного руху, що забезпечує інтенсивне та економічне сушіння з одержанням продукту високої якості.

Протитечійний рух матеріалу і газів застосовують, наприклад, в умовах поєднання сушіння з прокалкою, для отримання продукту з великою насипною густиною. Дослідами встановлено, що після підвищення початкової температури газів у паралельно-течійній сушарці насипна густина продукту зменшується внаслідок роздуття частинок. Велике значення в процесі сушіння розпиленням має рівномірний розподіл газу по всьому перерізу камери і швидке змішування його з розпиленими краплями розчину. Швидкість змішування газу та розчину в цьому випадку набуває особливого значення, так як тривалість сушіння дуже мала. Рівномірний та швидкий розподіл газів по сушильній камері та між краплями розчину залежить від способу введення та виведення газів з камери.

Конструкції сушильних камер для розпилення рідин відцентровими дисками і форсунками різко відрізняються. На рис. 6.24 наведено схеми найбільш поширених форсуночних сушильних камер.



*a* – із центральним закрученим підведенням теплоносія (прямотечійна); *б* – з центральним підведенням теплоносія та роздільним відведенням газів та продукту; *в* – з рівномірним розподілом газів по перерізу через газорозподільні решітки; *г* – з радіальним (по периферії) підведенням теплоносія та центральним відведенням; *д* – з локальним підведенням газів до форсунки; *е* – з паралельним та протитечійним рухом газів та теплоносія; *ж* – з центральним та периферійним підведенням теплоносія та відведенням газів по центру (протитечійна)

Рисунок 6.24 – Схеми форсуночних сушильних камер

На рис. 6.24 *a* показана схема сушарки фірми «Нубілоза» (ФРН). Гази тангенціально вводять у центр камери зі швидкістю 6 – 12 м/с; відводять їх із центру разом із усім висушеним продуктом. Форсунки встановлені у верхньому перекритті; їх кількість сягає 32 шт. в залежності від продуктивності камери.

На рис. 6.24 *б* дана схема камери з центральною подачею газів через решітку і відведенням через трубу; газ відбирається лише на рівні низу циліндричної частини камери. Разом із газами відводяться лише дрібні частинки матеріалу. Під час сушіння високовологих матеріалів газами з низькими температурами їх можна подавати через решітку рівномірно по всьому перерізу камери (рис. 6.24 *в*) або по периферії через вікна (рис. 6.24 *г*).

Схема сушарки з роздільним підведенням газів представлена на рис. 6.24, *д*. Основну частину газів подають безпосередньо до форсунки; у деяких випадках потік закручується. Затоплені струмені газу і факел розпилу створюють циркуляцію матеріалу, який може налипати на верхнє перекриття камери. Щоб уникнути цього, решту газів подають

рівномірно по всьому перерізу камери через решітку. Описаний спосіб введення газів складніший, ніж інші, але значно інтенсифікує процес сушіння.

На рис. 6.24, *е* дана схема сушарки фірми «Лурги» (ФРН). Вона може працювати як з прямотечійним, так і з протитечійним рухом газу і розпиленого матеріалу. Форсунки встановлюють на 2 м нижче верхньої частини циліндра для створення зони сепарації в роботі за принципом протитечії. На рис. 6.24 *ж* показана протитечійна сушарка, в яку газу подають через радіальні вікна над верхньою тарілкою і під тарілку. Форсунки розташовані на 1,5 м нижче від верхнього покриття. Ці апарати використовують для сушіння термостійких розчинів

В умовах дискового розпилювання швидкість газів по перерізу камери значно менша, ніж в умовах форсуночного, тому й питання, пов'язані з розподілом газів, вирішити набагато важче. Спосіб введення газів в камеру і відведення їх в основному обумовлений продуктивністю диска, відношенням рідина/газ і фізико-хімічними властивостями розчину. Найбільш раціонально подавати газу до кореня факела розпилю, щоб максимально використовувати для сушіння горизонтальну ділянку польоту крапель з великою швидкістю, скоротити діаметр факела розпилю і забезпечити подачу газу до диска для його самовентиляції. Таким чином можна подавати газу з використанням високих температур, не побоюючись перегріву висушених частинок матеріалу. Відводити газу доцільніше із центру камери.

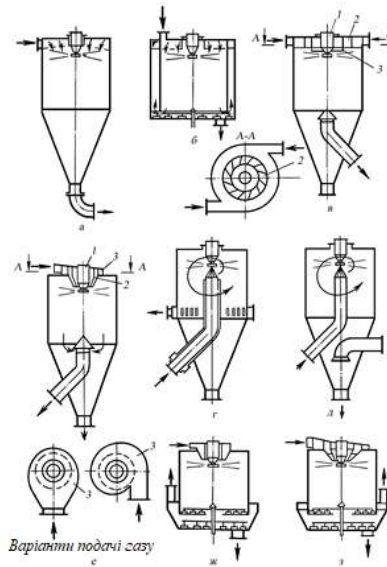
Найбільш раціонально подавати газу до кореня факела розпилю. На рис. 6.25 *в*, дана схема сушарки фірми ЦАН (Німеччина). У камері є подвійне стельове покриття для розподілу газів до кореня факела розпилю. Для закручування потоку встановлені лопатки. Середня швидкість газів по вертикалі на виході з направляючого циліндра становить 5 – 8 м/с.

На рис. 6.25 *г, д* показана подача газів через розподільчу головку знизу. Зміною швидкості витікання газу із жалюзей регулюється положення факела розпилю. Недоліки такого розподілу – затемнення камери газаходами і небезпека забиття розподільчої головки висушеним матеріалом, що може призвести до порушення гідродинамічної обстановки в сушарці і займанні продукту.

Сушарки найперспективніших типів зображені на рис. 6.25, *е, ж*. На рис. 6.25, *е* наведена схема сушарки з подачею газів до кореня факела розпилю зверху. У центрі камери встановлений захисний кожух, в якому розміщується привід з електродвигуном. Теплоносій підводиться до газорозподільного конуса за допомогою рівновитратного кругового газаходу. Потік газів на виході з конуса повинен бути закручений настільки, щоб

не відбувалося підняття факела розпилу і потік газів не «пробивав» його, а переміщався разом з частинками розчину в горизонтальному напрямку.

Схеми сушарок з дисковим розпиленням представлені на рис. 6.25.



1 – привід; 2 – газорозподільний пристрій; 3 – газовий короб  
Рисунок 6.25 – Схема сушарок з дисковим розпиленням (типи а – з)

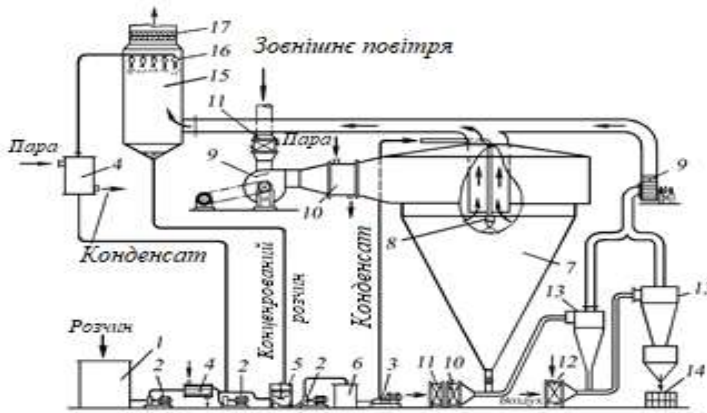
Сушарки найперспективніших типів зображені на рис. 6.25, *е, ж*. На рис. 6.25, *е* наведена схема сушарки з подачею газів до кореня факела розпилу зверху. У центрі камери встановлений захисний кожух, в якому розміщується привід з електродвигуном. Теплоносій підводиться до газорозподільного конуса за допомогою рівновитратного кругового газоходу. Потік газів на виході з конуса повинен бути закручений настільки, щоб не відбувалося підняття факела розпилу і потік газів не «пробивав» його, а переміщався разом з частинками розчину в горизонтальному напрямку.

На рис. 6.25 *ж* показана схема сушарки з підведенням газів до кореня факелу розпилу і вивантаженням сухого продукту за допомогою механічних скребків. Наявність двох дниць дозволяє відводити гази з центру камери та зменшити винесення пилу. На газовому тракті від сушарки до циклонів відсутні горизонтальні ділянки великої довжини.

У кожному конкретному випадку вибір схеми розпилювального сушіння проводиться з урахуванням технологічних вимог, що пред'являються до сухого продукту (за дисперсністю, структурою та кінцевою вологістю), а також з урахуванням максимально можливого використання об'єму апарату та його економічності.

Вихідними даними, що визначають вибір схеми і конструкції розпилювальної сушарки, є: властивості сухого продукту; метод розпилення матеріалу; початкова концентрація матеріалу; термостійкість вихідного матеріалу та сухого продукту; параметри сушильного агента (теплоносія); метод видалення сухого продукту із сушильної камери; метод уловлювання частинок уносу продукту.

На рис. 6.26 показана схема розпилювальної сушарки, що працює за принципом змішаного руху потоку газів і розчину. Сушильна камера 7 має вигляд відцентрового циклону. Зовнішнє повітря засмоктується через фільтр 11 вентилятором 9 і нагнітається через паровий калорифер 10 тангенціально в сушильну камеру 7. Розчин подається в збірник 1, звідки насосом 2 нагнітається в поверхневий теплообмінник 4. Розчин нагрівають в теплообміннику, щоб зменшити вязкість і передати йому додаткову кількість теплоти.



1 – бак; 2 – насоси; 3 – насос високого тиску; 4 – теплообмінники; 5 – бак; 6 – деаератор; 7 – сушильна камера; 8 – механічні форсунки; 9 – вентилятор; 10 – калорифер; 11 – фільтри; 12 – повітроохолоджувач; 13 – циклони; 14 – пакувальна машина; 15 – скрубер; 16 – механічні форсунки грубого розпилю; 17 – краплевловлювач  
Рисунок 6.26 – Схема розпилювальної сушарки, що працює за принципом змішаного руху повітря та розчину

Другим відцентровим насосом розчин забирається з теплообмінника 4 і смності 5 з мішалкою і подається в скрубер 15, де розпилюється за допомогою механічних форсунок грубого 16 розпилю під тиском не вище 0,4 МПа. Назустріч розпиленому розчину рухається з сушарки відпрацьоване повітря, що містить найдрібніші частинки розчину. Завдяки взаємодії повітря та крапель розчину відбувається процес випаровування та випадання сухих частинок із потоку повітря.

Очищене повітря із скрубера викидається в атмосферу, попередньо пройшовши краплевловлювач 17. Згущений розчин разом з уловленими частинками зі скрубера самопливом надходить в ємність 5 з мішалкою, звідки частина його йде на рециркуляцію, а частина насосом подається в деаератор 6. За допомогою деаератора із розчину видаляється повітря, що сприяє збільшенню об'ємної ваги порошку продукту. З деаератора розчин насосом високого тиску подається на механічні форсунки, розташовані в сушильній камері. Розпорошення провадиться під тиском 10,0 – 20,0 МПа. Краплі розчину, рухаючись вниз гвинтовими лініями паралельно руху повітря, висушуються, і порошок випадає на дно сушильної камери. Повітря піднімається по осі камери вгору, знову проходить факел розпилу і надходить у скрубер. Сушильна камера за даної схеми зазвичай працює під тиском. Порошок із сушильної камери вивантажується через шлюзовий затвор.

Для отримання низької вологості порошок на виході з сушарки підсушується у зваженому стані сухим нагрітим повітрям під час пневмотранспортування. Підсушений порошок відділяється в циклонах 13 і охолоджується повітрям також під час пневмотранспортування. Охолоджений порошок відділяється в циклонах і з бункера надходить на пакувальну машину 14. Після циклонів повітря, що містить дрібні частинки продукту, вентилятором нагнітається в скрубер 15. В процесі сушіння термочутливих матеріалів стінки сушильної камери іноді охолоджують водою, щоб попередити перегрівання частинок стінками.

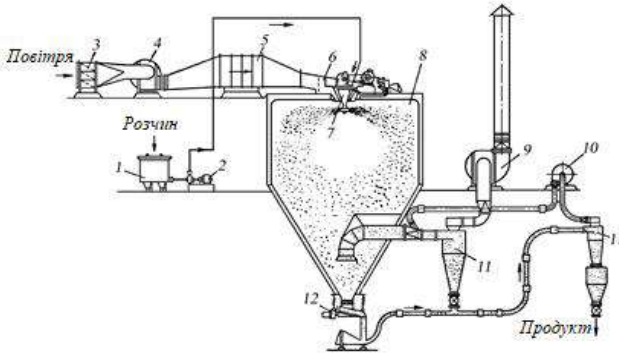
У даній конструкції сушарки використання відцентрового розпилення є нерациональним. Її перевага у тому, що можна отримати високе насичення відпрацьованих газів. Описана вище технологічна схема роботи розпилювальної установки іноді застосовується для сушіння молока.

На рис. 6.27 показана схема установки Ніро-Атомайзер (Данія) з розпорошенням розчину відцентровим диском.

Повітря через фільтр 3 вентилятором 4 подається в паровий калорифер 5 і далі в розподільник повітря 6. Повітряний потік подається з невеликою закруткою до кореня факела розпилу зверху диска. З ємностей 1 однокомпонентний або двокомпонентний розчин насосом 2 подається на центральний диск. Диск приводиться у обертання електродвигуна через редуктор приводу 7.

Диспергований розчин висушується у струменні нагрітого повітря. Висушений продукт осідає на дно сушильної камери і далі через затвор на віброохолодильник. Відпрацьоване повітря через центральну трубу з козирком для осипання матеріалу йде в циклон 11 і далі вентилятором 10 викидається в атмосферу. Порошок з камери 8 і циклонів пневмотранспортом подається на упаковку. Прилади та регулятори винесені на щит.

Температура повітря перед сушаркою підтримується постійною зміною витрати пари. Кількість розчину, що подається на розпил, регулюється за температурою повітря на виході з сушарки.



1 – ємність; 2 – насос-дозатор; 3 – фільтр; 4 – вентилятор; 5 – калорифер;  
6 – розподільник повітря; 7 – привід; 8 – камера; 9 – димосос; 10 – вентилятор  
пневмотранспорту; 11 – циклон; 12 – віброохолодильник

Рисунок 6.27 – Схема розпилювальної дискової сушарки

**Розрахунок розпилювальної сушарки.** Позначимо: продуктивність за вихідним продуктом  $G_{IT}$ , кг/год; масова частка сухих речовин у вихідному продукті  $c_1$ , %; кінцева вологість готового порошку  $W_2$ , %; температура продукту, що подається на сушарку  $\theta_1$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , після сушильної камери  $\theta_2$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; температура повітря на вході в сушильну камеру  $t_1$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , на виході з сушильної камери  $t_2$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , на вході в паровий калорифер  $t_o$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; відносна вологість повітря на вході в паровий калорифер  $\varphi_o$ , %; напруга об'єму сушильної камери по випареній волозі  $A$ , кг/( $\text{м}^3$  год); частота обертання диска  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$ ; діаметр розпилювального диска  $d_o$ , м.

Середній розмір часток  $d_{cep}$ , м, в умовах дискового розпилення

$$d_{cep} = \frac{9,85}{\omega} \sqrt{a / (R_o \rho_n)}, \quad (6.86)$$

де  $a$  – поверхневий натяг продукту, Н / м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання розпилювального диска, рад/с ( $\omega = \pi n / 30$ ).

Площа поверхні контакту  $F$ ,  $\text{м}^2$ , висушуваного продукту

$$F = 6G_{IT} / (\rho_n d_{cep}), \quad (6.87)$$

де  $\rho_n$  – густина продукту, кг/м<sup>3</sup>.

Дійсна продуктивність сушарки по випареній волозі  $W_\partial$ , кг/год,

$$W_\partial = G_{IT} \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}, \quad (6.88)$$

де  $W_1 = 100 - G_{IT}$  – вологість вихідного продукту, %.

Дійсна продуктивність готового продукту,  $G_{2T}$ , кг/год,

$$G_{2T} = G_{IT} - W_\partial. \quad (6.89)$$

Теоретична продуктивність по випареній волозі  $W_T$ , кг/год,

$$W_T = W_\partial / k, \quad (6.90)$$

де  $k$  – коефіцієнт використання теоретичної продуктивності,  $k = 0,95$ .

Теоретична продуктивність готового продукту  $G_2$ , кг/год,

$$G_2 = W_T \frac{100 - W_2}{W_1 - W_2}. \quad (6.91)$$

Теоретична продуктивність  $G_3$ , кг/год,

$$G_3 = G_2 - W_T. \quad (6.92)$$

Радіус факела  $R'_{cep}$ , м, розпилення визначається за рівнянням

$$R'_{cep} = 0,33d_{cp} (\rho_n / \rho_{нов}) Re^{0,36} Gu^{-0,4} Ko^{-0,2}, \quad (6.93)$$

де  $\rho_{нов}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$Ko$  – критерій Коссовича;

$Re$  – критерій Рейнольдса.

$$Re = v_\chi d_{cep} \rho_{np} / \mu, \quad (6.94)$$

де  $v_\chi$  – швидкість польоту частинок, м/с ( $v_\chi = \pi R_d / 30$ );

$\rho_{np}$  – густина продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – динамічна в'язкість продукту, Па с;

$Gu$  – критерій Гухмана ( $Gu = (T - T_M) / T_M$ );

$T_M$  – температура мокрого термометра, К;

Для визначення розмірів сушильної камери необхідно виходити з умови, що частинка у своєму польоті повинна досягати стінок сушильної камери:

$$S = \frac{8}{3} \frac{r_l}{\varphi_l} \frac{\rho_n}{\rho_\partial} \ln \frac{v_n}{v_k}, \quad (6.95)$$

де  $r$  – радіус частинки, м;

$\varphi_1$  – коефіцієнт опору, що залежить від режиму руху і значення критерію Рейнольдса;

$v_n$  і  $v_k$  – початкова і кінцева швидкості руху частинки, м / с,

$$v_n = \frac{\pi n d_\partial}{60}. \quad (6.96)$$

Діаметр розпилювальної сушильної камери  $D$ , м,

$$D > 2,25 S. \quad (6.97)$$

Кількість теплоти  $Q$ , кВт, що передається від повітря до продукту,

$$Q = W_T r + G_3 c (\theta_2 - \theta_1), \quad (6.98)$$

де  $W_T$  – теоретична продуктивність по випареній волозі, кг/год;

$r$  – питома теплота випаровування води, Дж/кг;

$c$  – питома теплоємність продукту, кДж/(кг К).

Масова витрата повітря  $Q_n$ , що подається в сушильну башту, кг/год,

$$Q_n = 1000 \cdot W_T / (d_2 - d_0), \quad (6.99)$$

де  $d_2, d_0$  – вологовміст повітря, що виходить з сушильної башти і входить в неї, кг води на 1 кг сухого повітря.

Витрата пари  $D_n$ , кг/с,

$$D_n = \frac{Q}{(i_n - i_k) \eta}, \quad (6.100)$$

де  $i_n, i_k$  – питомі ентальпії грючої пари і конденсату, кДж/кг;

$\eta$  – ККД калорифера.

Тривалість процесу сушіння  $\tau$ , с,

$$\tau = 0,167 Q \rho_n d_{cep} / (\alpha \Delta t_{cep} G_3), \quad (6.101)$$

де  $\Delta t_{cep}$  – середня різниця між температурами повітря та продукту, К;

$$\Delta t_{cep} = \frac{t_1 - \theta_2}{\ln \frac{t_1 - \theta_2}{t_2 - \theta_1}} \quad (6.102)$$

$\alpha$  – коефіцієнт теплообміну між повітрям та продуктом, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\rho_n$  – густина висушеного продукту, кг/м<sup>3</sup>.

Потужність  $N$ , кВт, що витрачається в умовах дискового розпилення,

$$N = 3,125 \cdot 10^{-7} v_n^2 G_3 / d_\partial, \quad (6.103)$$

де  $d_o$  – діаметр розпилювального диску, м.м.

Термічний ККД розпилювальної сушарки  $\eta_m$ ,

$$\eta_m = (\theta_1 - t_n) / (t_1 - t_2), \quad (6.104)$$

де  $t_n$  – температура навколишнього повітря, °С.

## 6.8. Сублимаційне сушіння

**Основи сушіння сублимацією.** Метод сублимаційного сушіння харчових продуктів заснований на здатності льоду за певних умов випаровуватися, минаючи рідку фазу.

Щоб зрозуміти сутність цього методу, розглянемо зміну стану води на діаграмі тиск–температура ( $p$ - $T$ ) (рис. 6.28).

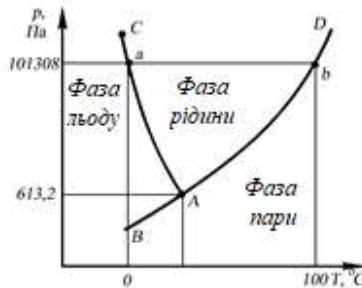


Рисунок 6.28 – Діаграма  $p$ - $T$  фазового стану води

Ліворуч лінії  $BAC$  лежить область твердої фази (льоду), а сама лінія  $BAC$  є межею, яка поділяє на ділянці  $AC$  тверду фазу (лід) і рідку фазу (воду) і на ділянці  $BA$  тверду фазу і фазу газу (пара). Ліворуч від лінії  $BAC$  завжди буде знаходитися лід, праворуч – до точки  $A$ , що відповідає тиску 613,2 Па, вода, а нижче точки  $A$  – пара.

Таким чином, якщо в умовах тиску вище точки  $A$  (613,2 Па) підводити теплоту до льоду, він повинен спочатку перетворитися на воду, а в результаті подальшого підведення теплоти вода починає випаровуватися, переходячи в газоподібну фазу (пару). Якщо тиск нижчий від точки  $A$ , то, як видно з діаграми, лід за рахунок підведення теплоти може перейти тільки в газоподібний стан (пару), минаючи стан рідини.

Точка  $A$ , так звана потрійна точка, характеризує стан речовин, за якої можливе існування всіх трьох його фаз одночасно (тверде тіло–рідина–газ або стосовно води: лід–вода–пара). Вище цієї точки існують залежно від температури усі три фази, причому певним температурам відповідає певна фаза. Нижче точки  $A$  можливо лише два стани речовини (води) – твердий та газоподібний.

Сутність сублимаційного сушіння і полягає у сублимації льоду (води, що перетворилася на кристали льоду) коли тиск парів навколишнього середовища нижче потрійної точки (точки *A*). Така сублимація льоду в пару сприяє збереженню форми висушеного продукту. Усадки його, що спостерігається під час теплового сушіння, не відбувається, і продукт після сушіння зберігає свої лінійні розміри.

Під час обводнення такого продукту вода швидко заповнює пори, звідки під час сушіння сублимували лід, і продукт швидко відновлюється. Висушені методом сублимації продукти зберігають свої вихідні якості, екстрактивні речовини, ферменти та вітаміни. За смаковими якостями відновлені продукти мало відрізняються від продуктів, що не піддавалися сушінню.

Сушіння сублимаційним методом в умовах сучасного стану техніки обходиться дорожче теплової, тому сублимації доцільно піддавати ті продукти, які неможливо без явної втрати якості висушити методом теплової сушіння. До них відноситься, наприклад, сир, під час сушіння якого тепловим способом отримують явно непридатний продукт, або м'ясо шматочками, яке також неможливо отримати тепловим сушінням без втрати якості. Методом сублимації доцільно сушити цілі плоди та ягоди.

Сушіння цим методом здійснюють у спеціальному апараті – сублиматорі. Він представляє собою герметично закриту посудину, в якій розташовані полиці з продуктом, що міститься на них. До полиць за допомогою різних пристроїв підводиться теплота. Сублиматор з'єднаний широкою трубою з іншою посудиною – десублиматором. де за рахунок додаткового охолодження пари сублимованого льоду знову перетворюються на лід, наморозуючись на поверхні, що охолоджуються (труби).

У системі сублиматор – десублиматор спеціальними вакуум-насосами підтримують глибокий вакуум. Сушіння в такій системі здійснюють наступним чином. Підготовлений продукт розкладають на лотки та заморожують у швидкокоморозильному апараті; потім лотки з продуктом поміщають сублиматор, який герметично закривають.

Якщо на підприємстві немає швидкокоморозильного апарату, лотки з продуктом можна без попереднього заморожування розміщувати у сублиматорі. В цьому випадку після створення глибокого вакууму продукт в результаті випаровування вологи замерзне, станеться так зване самозаморожування.

У герметично закритому сублиматорі, системою вакуум-насосів створюють розрідження (залишковий тиск у сублиматорі має бути 13,3 – 66,7 Па), і тільки після досягнення вакууму до продукту за допомогою нагрівальних елементів підводять тепло. Пара, що утворюється в результаті сублимації льоду, надходить у десублиматор, де наморозується на труби, що охолоджуються спеціальним холодоагентом (найчастіше

аміаком). У цей час температура продукту знаходиться в межах від мінус 10 до мінус 20 °С. Така сушка триває 8 – 10 год (залежно від продукту), потім температура підвищується і видалення залишкової вологи відбувається за умови плюсових температурах.

Повний час сушіння складає 11 – 12 год (м'ясо). Кінцева вологість продукту має бути 4 – 5%. Таким чином, сушіння продукту на сублимаційній установці може бути розбите на три періоди. Перший період – самозаморожування продукту, коли він втрачає в залежності від умов і структури первісну вологу, що легко віддається (3 – 4%). Другий період – сушіння продукту в замороженому стані – період сублимації (ліофілізація), за цей час з продукту видаляється до 80% вологи. Останній, третій період – це теплове сушіння, яке здійснюється за плюсових температур. Для отримання доброякісного продукту дуже важливо, щоб період теплового сушіння настав якомога пізніше і тривав якнайменше і щоб плюсові температури не підвищувалися до меж, за яких руйнувались би біологічно активні речовини (вітаміни, ферменти та інш.) і відбувалася сублимація ароматичних речовин.

Конструкція сублимаційної установки повинна забезпечувати як нормальний хід власне сублимації, а й умови, необхідні для правильного проведення третього періоду сушіння, у якому вирішальне значення має спосіб підведення до продукту теплоти. В даний час в сублимаційних установках застосовують три основні способи підведення теплоти. Перший спосіб полягає у використанні порожнистих плит, які можуть гранично близько наближатися до продукту. Теплоносієм для нагрівання плит служить гаряча вода, етиленгліколь і будь-яка інша інертна рідина, що має велику теплоємність і тепловіддачу. Другий спосіб полягає у застосуванні для нагрівання продукту так званих тенів – нагрівачів у вигляді пластин різних розмірів, що обігріваються електроенергією, яка пропускається через дріт великого опору. Третій спосіб підведення теплоти – застосування ламп інфрачервоного випромінювання. Промислове значення поки що має перший спосіб, він дозволяє підвести теплоту до продукту як радіаційно, так і контактено.

Питання підведення тепла, начебто такий простий за умов атмосферного сушіння, в процесах сублимації стає дуже складним, так як закони тепло- та масообміну, добре вивчені для теплових методів сушіння, не відносяться до сушіння в умовах глибокого вакууму. До продукту має підводитися така кількість теплоти, яка забезпечувала б компенсацію теплоти, що втрачається продуктом внаслідок перетворення льоду на пару.

Надмірно підведена теплота може викликати передчасне відтавання продукту, що вкрай небажано, так як приведе до його псування. Недостатня кількість теплоти, що підводиться до продукту під час сушіння, уповільнить швидкість сушіння і в деяких випадках може призвести до її зупинки. У процесі сублимації в міру висихання зовнішнього шару продукту підведення теплоти до зони льоду утруднюється, у зв'язку з чим необхідно

в цей момент посилити температуру генератора теплоти. Однак тут треба мати на увазі, що надмірне підвищення температури джерел нагріву може призвести до перегріву вже висохлих зовнішніх шарів продукту і навіть до їх підгоряння.

Таким чином, підведення теплоти в зону сублимації крізь вже висушений продукт знижує швидкість сушіння. Найбільш поширений кондуктивний метод підведення теплоти за допомогою пустотілих плит, притиснутих до продукту, розкладеного на деках і накритому сітками для можливості евакуації пари, що утворюється.

Незважаючи на тісне наближення плит до дека та до сітки, завжди може бути нещільне прилягання плити до дека та дека до продукту. У цих нещільностях утворюється розріджене середовище (у вакуум-системі), яке представляє опір теплопровідності. Крім того, в умовах підведення теплоти тільки до зовнішнього шару продукту, що висушується, після поступового його висихання – через висохлий шар до внутрішньої зони сублимації, змушує обмежувати товщину продукту, що висушується, і температуру теплоносія в полищах в межах (50 – 70 °С).

Перспективним слід вважати нагрівання за допомогою інфрачервоного випромінювання. Це випромінювання здатне проникати в матеріал, що висушується на різну глибину, що може забезпечити підведення тепла рівномірно по всій глибині зони сублимації і виключить перегрів поверхні продукту. За такого способу підведення теплоти виключається необхідність щільного прилягання джерел енергії до матеріалу, що висушується. Джерелом інфрачервоного випромінювання можуть бути різні плити, які нагріваються будь-яким теплоносієм, або тени (темні випромінювачі), або різні лампові випромінювачі (світлі випромінювачі).

У найближчому майбутньому радіаційне підведення теплоти за допомогою різних тепловипромінювачів для сублимаційної сушки отримає широке застосування завдяки рівномірності нагріву матеріалу, що висушується, надійності в роботі, можливості застосування випромінювачів з малою тепловою енергією.

Істотним моментом в процесі сублимаційного сушіння є видалення з сублиматора пари, що утворюється. Найбільш простий спосіб видалення, який застосовується у вакуумному випаровуванні, – відкачування парів вакуум-насосами – тут явно непридатний, так як в умовах тиску середовища 66,5 Па, коли здійснюється сублимація льоду, об'єм пари, що утворюється, в 10 000 000 разів більше об'єму льоду, і потрібно будувати найпотужніші пароежекційні насоси, що вимагають для роботи пару тиском до 1 МПа. Для роботи таких насосів витрачається до 10 кг пари та 800 кг води на 1 кг випареної вологи.

Видалення вологи за допомогою абсорбентів також має ряд істотних недоліків: необхідність регенерації сорбенту, підвищення тиску водяної пари над поверхнею поглинання та ін. У зв'язку з цим зазначений метод не має промислового значення.

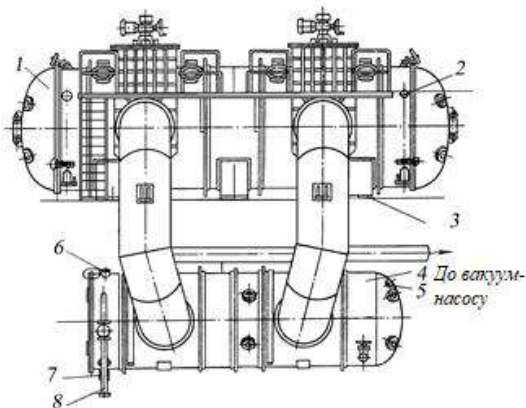
Найпоширеніший спосіб видалення пари в процесі сублімації – її десублімація на поверхнях (трубах), що охолоджуються. Десубліматор (або конденсатор-виморожувач) розташовується між субліматором та системою вакуум-насосів. Пароповітряна суміш, проходячи через десубліматор, залишає вологу, наморожену у вигляді льоду на поверхні, що охолоджуються до мінус 40 °С, і у вакуум-насос надходить тільки нікчемна частина неконденсованих газів.

В даний час розроблено безліч конструкцій конденсаторів, проте систематизації їх ефективності не проводилося. Складність створення ефективно діючих десубліматорів полягає в тому, що пари вологи, минаючи рідку фазу, безпосередньо осідають у вигляді льоду (твердої фази), внаслідок чого лід нерівномірно розподіляється по поверхні конденсатора. Крім того, цей процес йде нерівномірно за часом і поступово згасає. Істотну роль грають розміри і форма самих десубліматорів і розташування в них поверхонь, що охолоджуються.

До недоліків конденсаторів-виморожувачів відноситься необхідність періодичного звільнення поверхонь, які наморожують лід, що обумовлює періодичність їх роботи. Для відтавання льоду десубліматор заливають гарячою водою, яку потім направляють у каналізацію, або подають в труби, що охолоджують, замість холодоагенту який-небудь теплоносій. Останній спосіб потребує більшого часу.

Піл час десублімації пари в лід виділяється теплота, рівна теплоті випаровування води та теплоті льодоутворення. За температури мінус 20 °С, за якої зазвичай ведеться процес сублімації, теплота десублімації пари дорівнює 2881 Дж/кг. Вона відводиться з десубліматора за допомогою холодоагенту (зазвичай аміаку чи фреону).

**Сублимаційні сушарки.** Найбільш сучасною та надійною в роботі є сублимаційна сушарка УСС-5 (рис. 6.29).



1 – сублиматор; 2 – вхід теплоносія; 3 – вихід теплоносія; 4 – десублиматор; 5 – вхід води; 6 – вихід газоподібного аміаку; 7 – вхід рідкого аміаку; 8 – вихід води

Рисунок 6.29 – Сублимаційна сушарка УСС-5

Основний елемент установки – сублиматор у вигляді горизонтального циліндра. Торці сублиматора закінчуються напівсферичними кришками, що закриваються і відкриваються спеціальними гідроагрегатами. З обох сторін циліндра по твірних приварені чотири патрубки для приєднання вакуумної лінії сублиматора і десублиматора. На зовнішній стороні обичайки сублиматора розміщуються вентиль для впуску повітря (або азоту) для девакуування, чотири герметичні вводи для пропускання через стінки сублиматора проводів термопар, малий циліндр гідросистеми притискання кришок і чотири луки для стикування всередині сублиматора зовнішніх і внутрішніх термопар. Усередині сублиматора встановлені нагрівальні елементи, набрані з окремих горизонтально розташованих порожнистих плит з лабіринтними перегородками. Подача та виведення теплоносія з плит здійснюється через сильфонні патрубки. Установка має три сублиматори.

Десублиматор являє собою порожнистий горизонтально розташований циліндричний теплообмінний апарат. Він складається з корпусу, що закінчується з одного боку нероз'ємною еліптичною кришкою, а з іншого – плоскою кришкою. Циліндр розділений плоскою вакуумно-щільною перегородкою вздовж на дві половини, що працюють як самостійні камери. Обидві камери обладнані секціями із вертикально розташованих труб, всередину яких може подаватися холодоагент (аміак).

Десублиматор з'єднаний із сублиматором чотирма (по два на кожен камеру) патрубками, обладнаними шибєрними вакуум-затворами, якими можна відокремити десублиматор від сублиматора. Десублиматор має три оглядові вікна, патрубки для підведення всередину води і зливу її в каналізацію після розморожування льоду. Він з'єднаний вакуум-проводом (кожна камера окремо) із системою відкачування повітря. В установці три десублиматори. Система відкачування складається з дев'яти вакуум-насосів і забезпечує створення вакууму до 66,7 Па. В якості теплоносія використовується дифенільна суміш, яка нагрівається в окремому котлі і системою насосів прокачується через порожнисті плити, встановлені в сублиматоре.

Кожен із сублиматорів і десублиматорів може працювати самостійно. Робота сублиматорів періодична, з автономним регулюванням та підтримкою основних технологічних параметрів процесів, що здійснюється з пульта управління. Приміщення, де встановлені сублиматори, розділені щільною перегородкою на дві самостійні частини, отже продукт завантажується в сублиматори з одного боку, а вивантажується з іншого. У приміщення вивантаження подається кондиціоноване повітря вологістю трохи більше 35 %.

Деко з розкладеним продуктом поміщають в морозильні камери з температурою мінус 40°C і заморожують до температури мінус 25 – 30°C, потім на підвісних візках по підвісному рейковому шляху подають в завантажувальне відділення сублиматоров.

Після стикування підвісних рейкових шляхів – зовнішнього (цехового) та внутрішнього (сублиматора) – візки з продуктом завантажують у сублиматор, закривають кришку та відкачують із системи сублиматор-десублиматор повітря до тиску 66,7 Па, чотирма вакуум-насосами. Потім зазначений вакуум у системі підтримується лише одним вакуум-насосом.

Волога, що випаровується з продукту, з сублиматора по вакуум-проводу надходить в десублиматор і наморозується на трубах, що охолоджуються, а гази, що не конденсуються, видаляються в атмосферу вакуум-насосом.

Після закінчення процесу лід у десублиматорі видаляють гарячою водою. Конструкція десублиматора дозволяє розморожувати лід під час сушіння, вимикаючи по черзі із системи одну з камер десублиматора. Таким чином, виключається непродуктивна трата часу на підготовку сублиматора до наступного циклу сушіння.

Після досягнення вологості 5 %, чому відповідає температура продукту 50 – 55 °C, система сублиматор-десублиматор відключається від вакуум-системи та девакуумується впуском азоту. Потім кришку сублиматора з боку вивантаження відкривають, і візки з продуктом по монорейці викочуються (автоматично) з сублиматора в приміщення

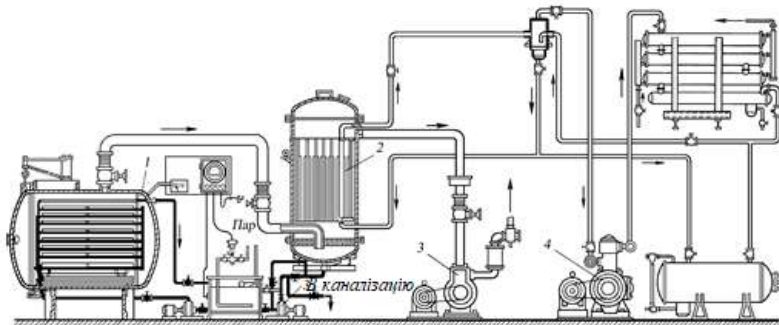
розфасовки. Перед вивантаженням у приміщенні з допомогою кондиціонованої установки встановлюються задані параметри повітря. Кришка сублиматора з боку завантаження в цей час повинна бути закрита, щоб уникнути попадання в розфасувальне відділення вологого повітря і зволоження гігроскопічного сублимованого продукту.

Тривалість сушіння методом сублимації дуже велика і для фруктів і овочів коливається від 15 до 26 год. Період теплового сушіння, коли температура продукту підвищується до  $40 - 60^{\circ}\text{C}$ , становить 25 – 45% всього часу сушіння.

**Сублимаційна сушарка.** Установа для сушіння харчових продуктів сублимацією (рис. 16.30) складається з сушильної камери 1, конденсатора 2, фор-вакуумного насоса 3, холодильного компресора 4 (з допоміжним обладнанням), а також обладнання для підготовки гарячої води та подачі її в плити камери .

Сушильну камеру (сублиматор) виготовляють із сталевих листів. Вона має прямокутну або циліндричну форму, зручну для завантаження та вивантаження продукту, а також для спостереження. У сублиматорі є полиці, на які укладають листи з продуктом. Якщо теплоносієм є гаряча вода або пара, полиці виготовляють порожнистими і пропускають теплоносієм через порожнини всіх полиць. Якщо в якості теплоносія застосовують електричний струм, полиці роблять суцільними, а вздовж стінок сублиматора встановлюють нагрівачі (наприклад, лампи розжарювання або електроспіралі). Більш рівномірне нагрівання продукту досягається під час обігрівання плит паром під вакуумом або застосуванням радіаційного підігріву або струмів високої частоти.

Сублиматор з'єднаний з трубчастим або скребковим конденсатором, в якому відбуваються конденсація і льодоутворення парів вологи. Як охолодний агент в конденсаторі застосовують розсіл, попередньо охолоджений до мінус  $20 - 25^{\circ}\text{C}$ , або аміак, що має таку ж температуру.



1 – сушильна камера; 2 – конденсатор; 3 – вакуум-насос; 4 – холодильний компресор  
Рисунок 6.30 – Сублимаційна сушарка

Для нормального проходження процесу температура стінок конденсатора повинна бути нижчою за температуру продукту на 20 – 30 °С за досить розвиненої поверхні охолодження. Лід із парів продукту, що утворюється на поверхні охолодження конденсатора, видаляється скребками або шляхом розморожування (в останньому випадку потрібно не менше двох конденсаторів).

Форвакуумні насоси призначені для видалення повітря з усієї системи та створення необхідного вакууму на початку процесу. В умовах встановленого процесу вони видаляють повітря (гази), що виділяється з продукту, абсорбованного на стінках, а також повітря, що проникає в систему ззовні. З метою скорочення часу створення первинного вакууму та економії енергії зазвичай встановлюють два форвакуумні насоси: один великої потужності, що створює початковий вакуум в системі, і другий меншої потужності для відкачування повітря під час роботи сублиматора. Продуктивність форвакуумних насосів повинна забезпечувати створення в системі залишкового тиску 66,7 Па. Для цієї мети застосовують ротаційні масляні форвакуумні насоси.

За допомогою холодильних компресорів одержують низькі температури у конденсаторах. Продуктивність компресорів залежить від кількості теплоти, що відбирається від вологи, що конденсується. Сушильна установка має контрольно-вимірвальні прилади, що показують залишковий тиск в камері, температуру продукту, а також температуру на поверхні трубок конденсатора.

Створення та підтримку вакууму в сублиматорах забезпечують багатоступінчасті (двох, три- і чотириступінчасті) парові ежекційні вакуум-насоси. Для економії витрати пари перед основним конденсатором паралельно йому встановлюють два або три багатоступінчасті ежектори, що працюють одночасно тільки на початку сушіння, коли необхідно видаляти велику кількість пари. Потім допоміжні ежектори вимикають, залишаючи працювати лише один головний. Незконденсовані гази видаляють з конденсатора триступеневим пароструминним ежектором.

Парові ежекторні вакуум-насоси порівняно з холодильними установками та механічними вакуум-насосами мають такі переваги: менша вартість обладнання та обслуговування; менша витрата електроенергії. Однак витрата пари становить 10 кг на 1 кг вологи, що випаровується, а витрата охолоджуючої води в конденсаторі дуже висока.

В процесі сушіння продукт на деках поміщається в сушильну камеру, в якій потім створюється вакуум (залишковий тиск 133,3 – 266,6 Па). За такого вакууму волога з продукту випаровується за температури мінус 10 – 15 °С.

У порожнесті плити сублиматора безперервно підводиться гаряча вода температурою близько 40 °С. Інтенсивність випаровування збільшується у двох випадках:

зі збільшенням кількості теплоти, що підводиться до продукту; з підвищенням швидкості видалення пари, що утворилися. Остання залежить від різниці між тисками пари біля поверхні матеріалу та конденсатора. Причому тиск у конденсаторі має бути вдвічі меншим, ніж у сублиматорі. Після закінчення сушіння систему вимикають, і продукт вивантажують із сублиматора.

Під час проектування необхідно прагнути до мінімуму скоротити довжину трубопроводів і розташовувати сублиматори якомога ближче до конденсатора-виморожувача. Щоб зменшити шлях пари, конденсаційні плити іноді поміщають у середині сублимаційної камери. Для безперервної роботи сублимаційної установки застосовують вхідний і вихідний затвори в сублимаційній камері.

### КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що називається сушінням? Які основні розділи вивчаються в теорії сушіння?
2. Які методи сушіння Ви знаєте?
3. Що є рушійною силою процесу сушіння?
4. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки конвективних сушарок?
5. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки камерних сушарок?
6. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки стрічкових сушарок?
7. Яким є устрій, принцип дії, переваги та недоліки барабанних сушарок?
8. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки вібросушарок?
9. Який устрій, принцип дії, переваги і недоліки розпилювальних сушарок?
10. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки розподільників суспензій у розпилювальних сушарках?
11. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки двохвальцових сушарок?
12. Який устрій, принцип дії, переваги та недоліки сублимаційних сушарок?
13. Як розраховується матеріальний баланс процесу сушіння?
14. Як розраховується тепловий баланс процесу сушіння?
15. Як розраховується тривалість процесу сушіння?
16. Який фізичний зміст критерію Ребіндера?
17. Як записується основне рівняння кінетики сушіння?
18. Як будується  $I-d$ -діаграма?
19. Як побудувати ідеальний і реальний процес сушіння в  $I-d$ -діаграмі?
20. Що таке термовологопровідність?
21. Що називається кривою сушіння?

22. Як будуються криві швидкості сушіння?
23. Як класифікують форми зв'язку води з матеріалом?

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., БУХКАЛО С.І., КАПУСТЕНКО П.О., АРСЕНЬЄВА О.П. та ін. Харчові технології у прикладах і задачах: Підручник. К.: Центр учбової літератури, 2008. 576 с.
2. Гулий І.С., Пушанко М.М., Орлов Л.О., Мирончук В.Г. та ін. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. За ред. Гулого І.С. Вінниця: Нова книга, 2001. 576 с.
3. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник/ О.І.Черевко, А.М.Поперечний. – 2-е видання, доп. та випр.–Харків:Світ Книг, 2020. – 496 с.
4. Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування: Навч. посіб. /За ред. І.Ф.Малежика. К.: НУХТ, 2012. 543 с.
5. Коваленко І.В., Малиновський В.В. Основні процеси та апарати хімічних виробництв: Підручник. К.: Інрес: Воля, 2006. 264 с.
6. Черевко О. І., Михайлов В.М., Кіптела Л.В. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабораторний практикум: Навч. посібник. Харків: Світ книг, 2013. 168 с.
7. Марценюк О.С., Мельник Л.М. Процеси і апарати харчових виробництв К.: НУХТ, 2011. 407 с.
8. Малежик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабораторний практикум. Навч. посібник К.: НУХТ, 2016. 246 с.
9. Рева Л.П. Фізико-хімічні основи технологічних процесів очищення дифузійного соку у виробництві цукру: монографія. Київ: НУХТ, 2012. 371 с.
10. Burdo O.G., Sirotyuk I.V., Shcherbich M.V., Akimov A.V., Poyan A.S. Innovation of energy technologies of food raw material dehydration and extraction. Problemele Energeticii Regionale, 2021. Vol. 49. Is. 1. pp. 86 – 98
11. Бурдо О.Г., Сиротюк І.В., Левтринська Ю.О., Терзів С.Г. Технології направленої енергетичної дії у процесах зневоднення гомогенних і гетерогенних харчових систем. Scientific Works of NUFT, 2018. № 5. Т. 24. С. 99 – 108.
12. Burdo O., Mordynskiy V., Gavrilov A., Sirotyuk I., Sereda A. Experimental modeling of process of water solutions evaporation in the vacuum and microwave field conditions. Scientific Works, 2019. Vol. 83. Is. 1. pp. 135 –140.
13. Бурдо О.Г., Пур Д.Р., Сиротюк І.В. Концентрація соків у вакуумному мікрохвильовому апараті. Харчова промисловість, 2017. № 21. С. 122 – 126.
14. Шапар Р.О. Інтенсифікація процесів сушіння рослинних пектиновмісних матеріалів: Дис...канд. тех. наук: К., 2004. 196 с.
15. Я. М. Ханик, Є.М. Семенишин, О.В. Станіславчук, Д.П. Кіндзера, Теплові процеси, нагрівання, охолодження, конструкції теплообмінників, випарювання. Навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2006. 340 с.
16. Гапонюк О.І., Остапчук М.В., Станкевич Г.М., Гапонюк І.І. Активне вентилявання та сушіння зерна. Одеса, ВМВ, 2014. 326 с.

17. Погожих М.І. Енергоефективні технології та техніка сушіння харчової сировини. Навчальний посібник. Харків: Харківський державний університет харчування та торгівлі (ХДУХТ), 2016. 234 с.

18. Подпратов Г.І. Зберігання і переробка продукції рослинництва. Навчальний посібник. К.: Мета, 2002. 495 с.

19. Веселовський В. Б, Дреус А.Ю., Сяєв А.В. Математичне моделювання та методи розрахунку теплотехнологічних процесів: Навчальний посібник. Дніпро: Видавництво ДНУ, 2004. 248 с.

20. Крутовий Ж.А., Любар С.В., Манжос Н.В. Оптимізація технологічних процесів. Частина 1. Математичне моделювання: навчальний посібник. Харків: Харківський державний університет харчування та торгівлі (ХДУХТ), 2011. 300 с.

21. Технологічні особливості сушіння житнього ферментативного солоду Ю.О. Чурсінов, О.С. Ковальова, Д.В. Філіпенко, В.В. Петровенко / Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, 2015. № 1(89), т. 2. С. 144 – 152.

22. Чурсінов Ю.О., Півоваров О.А., Ковальова О.С. Дослідження зміни складу ферментованого солоду при сушінні. Вісник ДДАЕУ, 2016. С. 48 – 52.

23. Симатос Д., Фоур М., Бонжур И., Коуч М. Применение дифференциального термического анализа и дифференциальной сканирующей калориметрии при изучении воды в пищевых продуктах. Вода в пищевых продуктах. Под ред. Р.Б. Докуорта. М.: Пищевая промышленность, 1980. С. 156 – 170.

24. Tertyshnyi O.A. Ovcharov V.I., Sukhyu K.M., Sokolova L.A., Kalinyuk V.L. The use of the heattreated rise husk as elastomeric compositions fillers // Voprosy khimii i khimicheskoi tekhnologii, 2018. № 3 P.79 – 89

25. Ткаченко С. Й., Власенко О. В., Резидент Н. В. Теплообмін циліндричного рідинного тіла обмеженої висоти з навколишнім середовищем. Вісник Національного технічного університету «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2021. № 2. С. 27 – 30.

26. Власенко О. В. Дослідження теплообміну в об'ємі двофазної рідини за умов вимушеної її конвекції. Вісник ВПІ. 2021. №6. С. 14 – 20.

27. Ткаченко С. Й., Власенко О. В., Степанова Н. Д., Павлович Є. О. Нестационарний теплообмін у вертикальному циліндричному об'ємі, заповненому рідиною. Вісник ВПІ. 2022. № 1. С. 16 – 20.

28. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / за ред. проф. Ф. Малежика. К.: НУХТ, 2003. – 400 с.

29. Бомба М. Я., Джурик Н.Р., Дячок В.В. та ін. Загальні технології харчових виробництв: навч. посіб. Львів : Ліга Прес, 2018. 409 с.

30. Бойко В.С., Самойчук К.О. Тарасенко В.Г., Ломейко О.П. Процеси і апарати харчових виробництв, Теплові процеси. Мелітополь: ВПЦ «Lux», 2020. 330 с/

31. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник/ за ред. проф. І. Ф. Малежика.–

К; НУХТ РВЦ, 2021. 419 с.

32. Сухенко Ю. Г., Жеплінська М.М., Муштрук М.М., Процеси і апарати харчових виробництв : лабораторний практикум : навч. посіб. Київ : ІНКОС, 2018. 243 с.

33. Зубар Н.М. Теоретичні основи харчових виробництв: підручник. Київ: Кондор, 2020. 304 с.

*ТЕРТИШНИЙ Олег Олександрович* – кандидат техн. наук, доцент каф. харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

*ПІВОВАРОВ Олександр Андрійович* – доктор техн. наук, професор каф. харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

*КОШУЛЬКО Віталій Сергійович* – кандидат техн. наук, доцент каф. харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

## **ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВАХ**

Навчальний посібник

Друкується в авторській редакції.

