

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гуло
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»
Директор інституту
_____ Сергій БЛАЖЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)
«__» _____ грудня 2024 р.

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Валентин ПЕТРЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)
«__» _____ грудня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика _____
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми _____
_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології
на тему: “Організація нагрівання напівпродуктів цукрового виробництва”

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗТЕ-2-7М

Мелешенко Микола Віталійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Прядко Микола Олексійович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент _____
(ім'я та прізвище) (підпис)

Я, як здобувач Національного університету харчових технологій, розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ Мелешенко М.В.
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Валентин ПЕТРЕНКО

“01” жовтня 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Мелещенка Миколи Віталійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи “Організація нагрівання напівпродуктів цукрового виробництва”

керівник роботи д.т.н, проф. каф. ТЕХТ Прядко М.О.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “01”10.2024 року № 860-кс

2. Строк подання здобувачем роботи 05.12.2024 року

3. Вихідні дані до роботи матеріали переддипломної практики

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. літературний огляд з основ теплообміну в апаратах харчових виробництв;

2. особливості кожухотрубних теплообмінників; 3. елементні (секційні) теплообмінники 4. пластинчасті теплообмінники 5. розрахунок схеми теплоенерговикористання цукрового заводу

5. Перелік графічного матеріалу

презентація Power Point - 14 слайдів

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	01.10-03.10.2024	виконав
2	Аналіз літературних джерел	04.10-12.10.2024	виконав
3	Виконання розділу №1 КР	13.10-22.10.2024	виконав
4	Виконання розділу №2 КР	23.10-31.10.2024	виконав
5	Виконання розділу №3 КР	01.11-14.11.2024	виконав
6	Виконання розділу №4 КР	15.11-30.11.2024	виконав
7	Оформлення ПЗ, підготовка презентації	01.12-05.12.2024	виконав

Здобувач _____
(підпис)

Микола МЕЛЕЩЕНКО
(ім'я та прізвище)

Керівник роботи _____
(підпис)

Віталій ФІЛОНЕНКО
(ім'я та прізвище)

Зміст

1. Анотація.....	5
Annotation.....	6
2. Вступ.....	7
3. Основи теплообміну в апаратах харчових виробництв.....	9
4. Кожухотрубні теплообмінники.....	46
5. Елементні (секційні) теплообмінники.....	60
6. Пластинчасті теплообмінники.....	63
7. Розрахунок схеми теплоенерговикористання цукрового заводу.....	72
8. Висновки.....	89
9. Список літературних джерел.....	95

АНОТАЦІЯ

У роботі розглядаються теплообмінники як ключові апарати для передачі теплової енергії між середовищами з різними температурами. Визначено основні класифікаційні ознаки: за призначенням (нагрівачі, випарники, холодильники, конденсатори тощо), за агрегатним станом робочих середовищ (рідинно-рідинні, парорідинні, газорідинні) та за конструктивними особливостями.

Особливу увагу приділено поділу теплообмінників на поверхневі (рекуперативні та регенеративні) та змішувальні. Детально описано принципи роботи рекуператорів і регенераторів, із акцентом на перевагах рекуперативних теплообмінників для промислового застосування.

Досліджено стаціонарні та нестаціонарні теплові процеси, що відбуваються в теплообмінниках, а також різновиди конструкцій поверхні теплообміну (трубчасті, пластинчасті, спіральні тощо). Зазначено класифікацію за напрямком руху теплоносіїв, кількістю проходів і рівнем жорсткості конструкції.

Окремий розділ присвячено конструктивним особливостям кожухотрубних теплообмінників, які є універсальними та широко використовуються в промисловості завдяки можливості адаптації до різних умов роботи.

Ключові слова: Теплообмінники, теплоносії, тепловий процес, труба в трубі, трубний простір.

ANNOTATION

The paper considers heat exchangers as key devices for transferring thermal energy between media with different temperatures. The main classification features are determined: by purpose (heaters, evaporators, refrigerators, condensers, etc.), by the aggregate state of the working media (liquid-liquid, vapor-liquid, gas-liquid) and by design features.

Particular attention is paid to the division of heat exchangers into surface (recuperative and regenerative) and mixing. The principles of operation of recuperators and regenerators are described in detail, with an emphasis on the advantages of recuperative heat exchangers for industrial applications.

Stationary and non-stationary thermal processes occurring in heat exchangers are studied, as well as types of heat transfer surface designs (tubular, plate, spiral, etc.). The classification is indicated by the direction of movement of coolants, the number of passes and the level of structural rigidity.

A separate section is devoted to the design features of shell-and-tube heat exchangers, which are universal and widely used in industry due to their ability to adapt to various operating conditions.

Keywords: Heat exchangers, heat carriers, thermal process, pipe in pipe, pipe space.

Вступ

Сучасний цукровий завод є інтегрованою системою, що включає технологічне, теплообмінне та механічне обладнання. Взаємодія складних фізико-хімічних процесів в цій системі вимагає системного підходу для аналізу, оцінки ефективності та оптимізації.

Основні напрямки оптимізації теплотехнологічного комплексу цукрового заводу включають:

- зниження споживання пари окремими споживачами.
- максимальне використання вторинних енергоресурсів.
- підвищення ефективності випарних установок шляхом збільшення кратності випаровування.
- забезпечення балансу між виробництвом та споживанням теплової та електричної енергії.

Складна структура теплотехнологічного комплексу дозволяє розглядати його як систему підсистем. Кожна підсистема складається з різноманітних елементів, які можуть виконувати різні функції залежно від контексту аналізу. Так, парорідинні підігрівники є одночасно елементами технологічної підсистеми та підсистеми енергоспоживання.

Підігрівники є основними споживачами вторинної пари в цукровому заводі і забезпечують значну частину необхідного випаровування води з соку. Ефективне використання підігрівників є важливим фактором для оптимізації теплової схеми.

Ефективне використання теплоти конденсатів, утфельної пари та інших вторинних енергоресурсів дозволяє зменшити споживання первинної пари на цукровому заводі. Однак, зменшення паровідборів з випарної установки має здійснюватися таким чином, щоб не знижувати концентрацію сиропу. В іншому випадку, зростання витрат на уварювання утфелю може нівелювати досягнуту економію.

Таким чином, для підвищення енергоефективності цукрових заводів необхідно збільшити кратність випаровування у випарній установці. Це дозволить випаровувати необхідну кількість води з меншою витратою пари.

Аналіз роботи випарних установок на вітчизняних та європейських цукрових заводах демонструє суттєву різницю в кратності випаровування: на вітчизняних заводах вона становить 2-2,8, тоді як на європейських - 3,7-4,0 і більше.

Щоб підвищити кратність випаровування, збільшують кількість корпусів у випарній установці та переносять більшу частину паровідборів на останні ступені. При цьому важливу роль відіграють підігрівники, які забезпечують ефективний нагрів продуктів за рахунок менших температурних напорів.

Коефіцієнт теплової ефективності підігрівника визначається як відношення фактично переданої теплоти до теоретично можливої за умови повного вирівнювання температур на виході. Цей показник аналогічний ККД і характеризує ефективність теплообміну в підігрівнику.

Однією з переваг використання коефіцієнта ефективності є його незалежність від початкових температур теплоносіїв для конкретного підігрівника, що працює в сталих умовах. Цей коефіцієнт може бути розрахований теоретично або визначений експериментально шляхом вимірювання температур на вході та виході з підігрівника.

Чим вищий коефіцієнт ефективності підігрівника, тим економічнішою є тепла схема цукрового заводу. Саме тому на європейських заводах широко застосовують пластинчасті підігрівники, які характеризуються високими значеннями коефіцієнта теплопередачі.

Оптимізація роботи випарної установки шляхом перенесення паровідборів та використання ефективніших підігрівників дозволяє підвищити загальну енергоефективність цукрового виробництва.

Основи теплообміну в апаратах харчових виробництв

Загальні відомості

Теплообмін відбувається тоді, коли між двома тілами існує різниця температур. Кількість теплоти, яка передається від одного тіла до іншого, є мірою інтенсивності цього процесу.

Процес теплообміну відбувається за участі речовин, які називають теплоносіями. Гарячий теплоносій передає тепло холоднішому. У харчовій промисловості для нагрівання продуктів часто використовують пару, гарячу воду, повітря, димові гази та олії. Для охолодження застосовують воду, повітря, розсоли та спеціальні холодоагенти (аміак, фреони). Є три способи передачі теплоти: теплопровідність, конвекція і випромінювання.

Теплопровідність – це явище, при якому теплова енергія передається від області з більш високою температурою до області з нижчою температурою без макроскопічного переміщення речовини.

Конвекція – це явище, при якому тепло передається від однієї частини рідини або газу до іншої внаслідок макроскопічного переміщення їхніх об'ємів. Конвекція буває двох видів: природна та примусова. Природна конвекція виникає сама собою через різницю в щільності нагрітих і холодних частинок рідини. Примусова ж вимагає зовнішнього втручання, наприклад, роботи насоса.

Випромінювання – це процес теплопередачі, при якому теплова енергія передається від одного тіла до іншого у вигляді електромагнітних хвиль, без необхідності контакту між ними.

Тепловіддача – це процес теплообміну між твердою поверхнею і суміжним рідким або газоподібним середовищем, що характеризується переходом теплоти від тіла з більш високою температурою до тіла з нижчою температурою.

Теплопередача – це процес передачі теплової енергії від одного середовища з більш високою температурою до іншого середовища з більш низькою температурою через тверду перегородку, що їх розділяє.

Основними факторами, що впливають на швидкість теплопередачі, є різниця температур між середовищами, коефіцієнт теплопередачі матеріалу стінки та площа теплообміну. Залежність між основними характеристиками теплопередачі (різницею температур, коефіцієнтом теплопередачі та кількістю теплоти) для стаціонарного режиму описується фундаментальним рівнянням теплопередачі.

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \quad (1)$$

де Q – кількість переданої теплоти, Вт; k – коефіцієнт теплопередачі (кінетичний коефіцієнт), який характеризує швидкість перенесення теплоти, Вт/(м²·К); F – площа поверхні теплообміну, м²; Δt_{cp} – рушійна сила процесу, або середня різниця температур між теплоносіями, К.

З рівняння (1) визначають площу поверхні теплообміну апарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (2)$$

Кількість теплоти, що передається, обчислюється на основі теплового балансу системи, а середня різниця температур визначається за вимірними початковими та кінцевими температурами середовищ. Коефіцієнт теплопередачі характеризує інтенсивність теплообміну через одиницю площі стінки за одиницю часу при одиничній різниці температур між теплоносіями. Розмірність коефіцієнта теплопередачі $k = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$. Найскладнішою частиною розрахунку теплопередачі є визначення точної площі поверхні, через яку відбувається теплообмін.

Основні критерії подібності теплових процесів

У таблиці 1 наведено основні критерії подібності теплових процесів. Ці критерії використовують у критеріальних рівняннях для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі.

Критерії подібності теплових процесів

Критерій	Складові критерію	Пояснення
Безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі (число Нуссельта) $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К); l – характерний лінійний розмір системи, м; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/(м·К)	Характеризує зв'язок між інтенсивністю тепловіддачі й температурним полем у прилеглому шарі потоку
Критерій подібності температурних і швидкісних полів (число Прандтля) $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c\mu}{\lambda}$	ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с; a – коефіцієнт теплопровідності, м ² /с; c – питома теплоємність середовища, Дж/(кг·К); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с	Характеризує фізичні властивості теплоносія
Критерій теплової подібності (число Пекле) $Pe = \frac{\omega l}{a}$	ω – середня швидкість потоку, м/с	Міра відношення молекулярного і конвективного переносів теплоти в потоці
Критерій вільної конвекції (число Грасгофа) $Gr = \left(\frac{gl^3}{\nu^2}\right)\beta\Delta t$	g – прискорення вільного падіння, м/с ² ; β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини, 1/К; Δt – різниця між температурами стінки і рідини, К	Міра відношення сили молекулярного тертя і підіймальної сили при різних густинах в окремих точках неізотермічного потоку
Тепловий критерій фазового перетворення (число Кутателадзе) $Ku = \frac{r}{c\Delta t}$	r – питома теплота пароутворення або конденсації, Дж/кг	Характеризує процес теплообміну при фазовому переході

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі

Тепловіддача при вимушеній конвекції. Інтенсивність теплообміну між стінкою труби і рідиною, що рухається всередині неї з високою швидкістю ($Re > 10000$), залежить від характеру турбулентного потоку і визначається за допомогою відповідного критеріального рівняння.

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (3)$$

При розрахунку теплообміну в каналах для визначення критеріїв подібності використовують різні характерні температури: середню температуру потоку для критеріїв Нуссельта, Рейнольдса і Прандтля, та температуру стінки для критерію Стентона. Лінійним розміром слугує внутрішній діаметр труби або еквівалентний діаметр каналу. Напрямок теплового потоку впливає на процес теплообміну і враховується в розрахунках.

У ділянці $0,6 < Pr < 100$ можна скористатися простішим рівнянням

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} . \quad (4)$$

Для ламінарного руху ($Re < 2300$) рекомендується таке розрахункове рівняння:

$$Nu = 0,15Re^{0,33}Pr^{0,43}Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (5)$$

Наведені вище формули можна застосовувати до труб при $l / d > 50$. Якщо це відношення менше ніж 50, то вводять поправковий коефіцієнт. Для повітря формули (3) і (5) спрощуються і набувають вигляду

$$\begin{aligned} Nu &= 0,018Re^{0,8}; \\ Nu &= 0,013Re^{0,33}Gr^{0,1}. \end{aligned}$$

Коли швидкість руху рідини в трубі не дуже велика, але й не дуже мала ($2300 < Re < 10000$), то розрахувати, скільки тепла передається від стінки до рідини, дуже складно, оскільки на цей процес впливає багато різних факторів. Для приблизних розрахунків використовують спеціальну формулу.

$$Nu = f(Re)Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (6)$$

Значення $f(Re)$ для різних чисел Re :

10^{-3}	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
)	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

Коли рідина обтікає пучок труб перпендикулярно до їхньої осі, то для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі застосовуються інші, більш складні співвідношення.

при шаховому розміщенні труб

$$Nu = 0,41Re^{0,6}Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (7)$$

при коридорному розміщенні труб

$$Nu = 0,23Re^{0,65}Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

У цих формулах за визначальний розмір узято діаметр труби, а за визначальну швидкість – швидкість у найвужчому перерізі ряду.

Тепловіддача при вільній конвекції. Для визначення середньої інтенсивності теплообміну між поверхнею і потоком рідини, коли температура теплоносія в ядрі відрізняється від температури стінки, використовують спеціальну формулу, яка враховує середню температуру в межовому шарі. $t_m = 0,5(t + t_{ст})$, де t – температура теплоносія в ядрі, має вигляд

$$Nu = C(Gr Pr)^n. \quad (9)$$

Значення коефіцієнта C і показника степеня n залежать від характеру руху, який визначається добутком критеріїв $GrPr$:

а) при $GrPr = 0,001...500$ (ламінальний режим)

$$Nu = 1,18(Gr Pr)^{0,125}; \quad (10)$$

б) при $GrPr = 500...20000000$ (перехідний режим)

$$Nu = 0,54(Gr Pr)^{0,25}; \quad (11)$$

а) при $GrPr > 20000000$ (турбулентний режим)

$$Nu = 0,135(Gr Pr)^{0,33}. \quad (12)$$

Значення різниці температур у критерії Грасгофа $\Delta t = t_{ст} - t$.

Тепловіддача при конденсації пари. За схемою Нуссельта, при конденсації пари на холодній поверхні утворюється рідинна плівка, яка діє як тепловий ізолятор, зменшуючи швидкість теплообміну між паром і твердим тілом.

Шляхом узагальнення результатів експериментів була встановлена критеріальна залежність, що дозволяє розрахувати коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари з урахуванням різних факторів.

$$Nu = C(Gr PrKu)^{0,25}, \quad (13)$$

де C – коефіцієнт, що дорівнює 0,943 при конденсації на вертикальних поверхнях і 0,728 при конденсації на зовнішній поверхні окремої горизонтальної труби.

При розрахунку конденсації пари на вертикальній поверхні за розмір, що впливає на процес, беруть висоту цієї поверхні. А для горизонтальної труби таким розміром є її зовнішній діаметр. Крім того, для обчислень використовується середня температура шару конденсату. (13).

Формула (13) справедлива, коли швидкість руху пари мала ($w \leq 10$ м/с). Швидкість руху пари впливає на товщину шару води, що утворюється при конденсації. Якщо швидкість велика, то цей шар може стати тоншим, що покращує теплообмін. Але якщо потік пари заважає стіканню води, то шар стає товстішим, і теплообмін погіршується.

Тепловіддача при кипінні рідини. Через складність процесу кипіння, для визначення інтенсивності теплообміну під час кипіння рідини використовують спеціальні розрахункові співвідношення, які враховують різні фізичні властивості рідини та умови теплообміну.

$$\alpha_2 = A_2 q^{0,6}, \quad (14)$$

де A_2 - розрахунковий коефіцієнт, що залежить від фізичних параметрів киплячої рідини; q – питомий тепловий потік, Вт/м².

Тепловіддача від поверхні апарата в навколишнє середовище. Для оцінки теплових втрат обладнання, що працює в закритих приміщеннях і має температуру поверхні не вище 150 °С, можна застосувати спрощену інженерну методику, яка базується на використанні наближеного значення загального коефіцієнта тепловіддачі.

$$\alpha = 9,74 + 0,07\Delta t, \quad (15)$$

де α – сумарний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням і конвекцією, Вт/(м²·К); Δt – різниця температур поверхні стінки і навколишнього середовища, К.

У таблиці 2 наведено орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі для води і повітря для найбільш поширених випадків теплообміну.

Коефіцієнти тепловіддачі α для води і повітря
при атмосферному тиску

Вид тепловіддачі	α , Вт/(м ² ·К)	
	Вода	Повітря
Нагрівання й охолодження при вимушеному турбулентному русі:		
в трубах і каналах	1200...5800	35...60
при поперечному обтіканні труб	3100...10000	70...100
Нагрівання й охолодження при вільному русі	250...900	3...9
Кипіння води при атмосферному тиску	2000...20000	-
Конденсація насиченої водяної пари	5000...15000	-

Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі визначають на основі коефіцієнтів тепловіддачі, які вираховані за критеріальними рівняннями.

При теплопередачі крізь вузьку стінку коефіцієнт теплопередачі чистої поверхні теплообміну

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (16)$$

де α_1, α_2 , - коефіцієнти тепловіддачі відповідно для гарячого і холодного теплоносіїв, Вт/(м²·К); δ – товщина стінки, м; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К).

Величину, обернену коефіцієнту теплопередачі, називають *термічним опором теплопередачі*:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_{ст} + R_2. \quad (17)$$

З рівняння (17) видно, що термічний опір теплопередачі дорівнює сумі термічних опорів тепловіддачі від стінки.

Термічний опір шару забруднення, що утворюється з часом на поверхні стінки, враховують кількома способами:

а) способом розрахунку $R_H = \delta_H / \lambda_H$ при відомих значеннях товщини δ_H і теплопровідності λ_H накипу (віднісши умовно всі забруднення на рахунок накипу);

б) способом введення середніх за час експлуатації дослідних значень R_H ;

в) за допомогою середньо експлуатаційного дослідного коефіцієнта використання поверхні нагріву $\phi < 1$. Коефіцієнт використання поверхні нагріву – це відношення коефіцієнта теплопередачі k_3 при забрудненій поверхні нагріву до коефіцієнта теплопередачі k при чистій поверхні:

$$\phi = \frac{k_3}{k} = \frac{R}{R_3}. \quad (18)$$

Треба мати на увазі, що значення коефіцієнта теплопередачі завжди менше від мінімального значення коефіцієнтів тепловіддачі. Тому для інтенсифікації теплообміну треба насамперед збільшити менший коефіцієнт тепловіддачі. Якщо забруднення поверхні нагріву суттєво, то застосовують режимні, хімічні та механічні методи запобігання й усунення накипу та окиснів.

Щоб збільшити тепловий потік крізь стінку, яка розділяє гарячий і холодний теплоносії, часто поверхню стінки з того боку, де коефіцієнт тепловіддачі менший, оребрюють.

Коефіцієнт теплопередачі крізь ребристу стінку визначають за рівнянням

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}, \quad (19)$$

де F_1/F_2 - відношення площі гладкої поверхні до площі оребреної поверхні (коефіцієнт оребрення).

У таблиці 3 наведено орієнтовні значення теплопередачі k для різних видів теплообміну і руху.

Коефіцієнти теплопередачі k для різних видів теплообміну

Вид теплообміну	k , Вт/(м ² ·К)	
	Вимушений рух	Вільний рух
Від газу до газу	10...40	4...12
Від водяної пари при її конденсації до газу	10...60	6...12
Від рідини до рідини (вода)	800...1700	140...340
Від водяної пари при її конденсації до води	800...3500	300...1200
Від водяної пари при її конденсації до киплячої рідини	-	300...2500

Рушійна сила теплових процесів

Температурний напір, як рушійна сила теплопередачі, не є постійною величиною і змінюється вздовж поверхні теплообміну. Тому для проведення теплових розрахунків вводять поняття середнього температурного напору, який характеризує середню різницю температур між теплоносіями.

На рис. 1 показано характер змінення температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну для різних видів теплопередачі. В процесі нагрівання або охолодження теплоносія без зміни агрегатного стану температура його вздовж поверхні теплообміну змінюється за деякими експоненціальними кривими (рис. 1 а, б). При цьому температурний напір і витрата теплоносіїв залежить від взаємного напрямку їх руху.

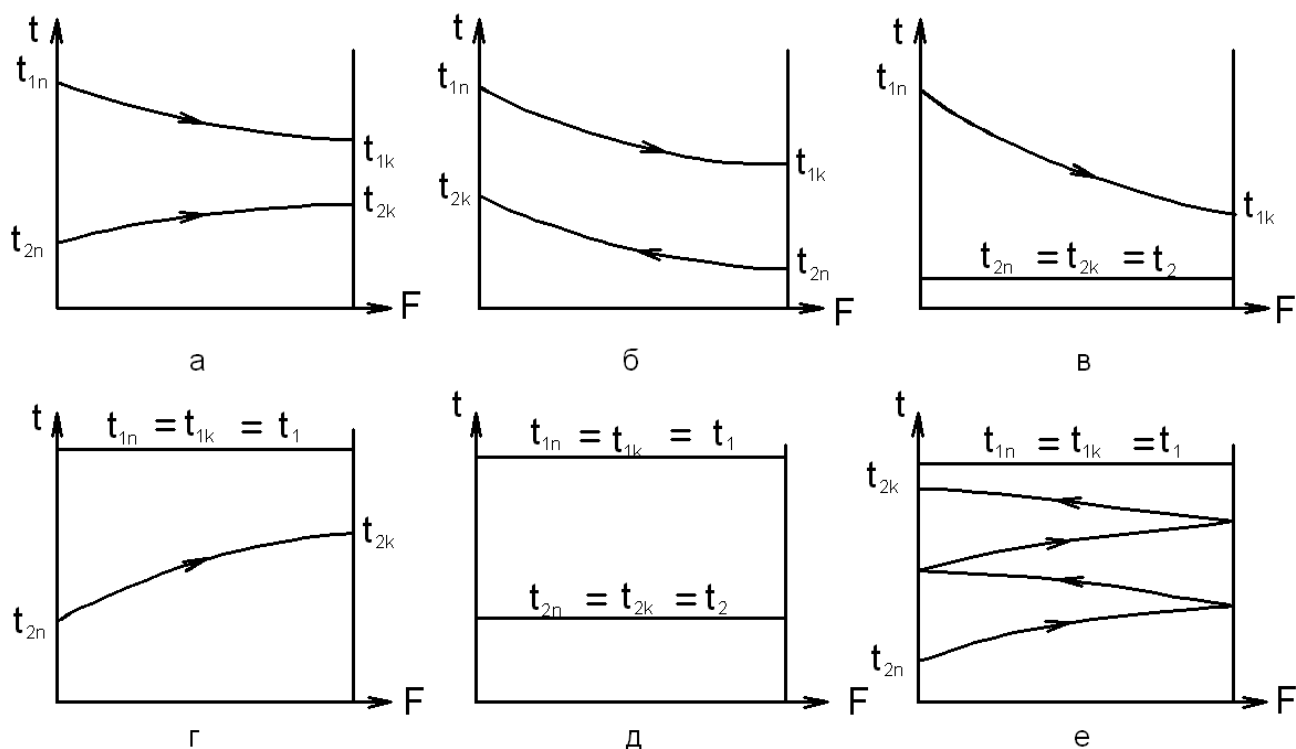


Рис. 1. Графіки зміни температур теплоносіїв:
 а - прямотечія; б - протитечія; в - випаровування за допомогою гарячої рідини;
 г - нагрівання рідини насиченою паром; д - випарювання насиченою паром; е - нагрівання насиченою паром при багаторазовій зміні напрямку руху рідини

Найповніше теплоносії використовуються у разі протитечії. При цьому кінцева температура холодного теплоносія може бути вищою від кінцевої температури гарячого теплоносія. Найменш ефективні прямотечійні теплообмінники. Кінцева температура холодного теплоносія в них не може перевищувати кінцевої температури гарячого теплоносія. Решта схем руху належать до середніх за ефективністю.

Середнє значення температурного напору у разі прямотечії менше, ніж у разі протитечії. Внаслідок цього протитечійний теплообмінник компактніший. Проте, якщо температура одного з теплоносіїв постійна (рис. 1 в, г, е), то середнє значення температурного напору не залежить від схеми руху. Середню різницю температур для схем руху а, б, в, г і е визначають як середню логарифмічну різницю

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} \quad (20)$$

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ - більша і менша різниця температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника, К.

Якщо $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$, то середньоарифмічну різницю без помітної похибки можна замінити середньоарифметичною різницею

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}. \quad (21)$$

У разі випаровування насиченою паром (рис. 1 д) різниця температур вздовж поверхні теплообміну буде постійною: $\Delta t = t_1 - t_2$.

Для апаратів з перехресною і змішаною течією теплоносіїв (у багатоходових теплообмінниках) середню різницю температур визначають за формулою (20) з поправочним коефіцієнтом ϵ :

$$\Delta t_{\text{cp}} = \epsilon \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)}. \quad (22)$$

Поправковий коефіцієнт ϵ беруть з допоміжних графіків, наведених у спеціальній літературі.

Теплова ізоляція

З метою зменшення теплових втрат і забезпечення безпечних умов праці, зовнішні поверхні обладнання і трубопроводів, що мають значну температурну різницю з навколишнім середовищем, ізолюють матеріалами з низьким коефіцієнтом теплопровідності. Зазвичай, для теплоізоляції використовують матеріали з коефіцієнтом теплопровідності менше 0,2 Вт/(м·К). Для утеплення використовують різноманітні матеріали: від натуральних (тирса, пробка) до штучних (азбест, мінеральна вата). Можуть застосовуватися і комбінації різних матеріалів. Фізичні властивості поширених теплоізоляційних матеріалів наведено в спеціальній літературі.

Теплоізоляційні матеріали з пористою структурою мають низький коефіцієнт теплопровідності завдяки тому, що повітря всередині пор погано проводить тепло. Однак, при підвищенні вологості матеріалу його теплопровідність зростає. Для захисту від вологи гігроскопічні матеріали покривають водонепроникними матеріалами, такими як фарба або металева фольга.

При ізоляції поверхонь з помірною температурою, як правило, застосовується одношарове покриття теплоізоляційним матеріалом. Для ізоляції сильно нагрітих поверхонь використовується багатшарова теплоізоляція, причому кожен наступний шар має меншу допустиму температуру, ніж попередній.

Розраховуючи товщину ізоляції, слід виходити із допустимих витрат теплоти або допустимої температури стінки. Так, при одношаровій ізоляції для плоских стінок і циліндричних поверхонь діаметром 2 м і більше товщину шару ізоляції $\delta_{\text{із}}$, яка

потрібна для забезпечення зовнішньої температури ізоляції t_{i3} , можна визначити із рівності питомих теплових потоків крізь шар ізоляції та від поверхні ізоляції в навколишнє повітря:

$$\frac{\lambda_{i3}}{\delta_{i3}}(t_{ст} - t_{i3}) = \alpha_3(t_{i3} - t_{п}),$$

звідки

$$\delta_{i3} = \frac{\lambda_{i3} t_{ст} - t_{i3}}{\alpha_3 t_{i3} - t_{п}}, \quad (23)$$

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м·К); $t_{ст}$ - температура стінки апарата з боку ізоляції, яку у зв'язку з незначним термічним опором стінки порівняно з опором шару ізоляції беруть рівною температурі теплоносія в апараті; $t_{п}$ - температура навколишнього повітря; α_3 - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції в навколишнє середовище, який визначається за формулою (15), Вт/(м²·К).

Для апаратів діаметром менше ніж 2 м і трубопроводів товщину шару ізоляції визначають за формулою

$$\frac{d_2}{d_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{2\lambda_{i3}(t_{ст} - t_{i3})}{\alpha_3 d_1 (t_{i3} - t_{п})}, \quad (24)$$

де d_1, d_2 - зовнішні діаметри відповідно трубопроводу (апарата) та ізоляції, м.

Оптимальну товщину шару ізоляції ($\delta_{i3} = (d_2 - d_1)/2$) визначають техніко-економічним розрахунком. Це зумовлено тим, що із збільшенням товщини шару ізоляції теплові втрати зменшуються, але вартість самої ізоляції зростає.

Товщина теплоізоляційного шару є важливим параметром, який впливає на ефективність теплоізоляції. Для різних об'єктів існують обмеження на максимальну товщину ізоляції. Так, для великих плоских поверхонь і труб діаметром понад 500 мм максимальна товщина становить 150 мм, а для менших діаметрів ця величина зменшується.

Для плоских поверхонь зовнішня площа залишається незмінною незалежно від товщини шару теплоізоляції. Однак, для циліндричних поверхонь збільшення товщини теплоізоляції призводить до збільшення зовнішньої площі. Це означає, що при неправильному виборі товщини теплоізоляції для труб можливе збільшення теплових втрат через збільшення площі теплообміну.

Основні види рекуперативних апаратів харчової промисловості

За способом передавання теплоти усі теплообмінники поділяють на дві великі групи: поверхневі і змішувальні. В теплообмінниках поверхневого типу теплоносії не змішуються, а тепло передається через розділяючу їх тверду стінку. Ця стінка, яка безпосередньо контактує з обома теплоносіями і бере участь у теплообміні, називається поверхнею теплообміну. Залежно від функції теплообмінника, її можуть також називати поверхнею нагріву або охолодження. В апаратах змішування теплообмін здійснюється за рахунок безпосереднього контакту і взаємодії молекул гарячого та холодного теплоносіїв.

Поверхневі теплообмінники, у свою чергу, поділяють на рекуперативні і регенеративні. В рекуперативних теплообмінниках тепло передається від гарячого теплоносія до холодного через тверду стінку, яка їх розділяє. При цьому гарячий теплоносій постійно омиває одну сторону стінки, а холодний - іншу. В регенераторах напрямок теплового потоку в насадці постійно змінюється: під час нагрівання тепло рухається від гарячого теплоносія до насадки, а під час охолодження - від насадки до холодного теплоносія.

Через велику різноманітність продуктів харчування, що переробляються у харчовій промисловості, для їх нагрівання та охолодження найчастіше застосовують рекуперативні теплообмінники. Це пов'язано з тим, що такі теплообмінники дозволяють уникнути прямого контакту між різними продуктами, що може призвести до їхнього забруднення або зміни властивостей.

Методи проектування та розрахунку теплообмінних апаратів, з одного боку, повинні враховувати ці властивості продуктів, а з іншої – повинні бути націлені на проведення технологічних процесів в оптимальних режимах, з врахуванням отримання найбільшої продуктивності та ефективності процесу при мінімальних затратах енергії, матеріалів, виробничих площ і т.д. Конструкція апарату повинна враховувати як особливості протікання технологічного процесу, так і умови експлуатації, виготовлення та ремонту самого апарату. Розглянемо спочатку основні типи рекуперативних апаратів, що використовуються в даний час на підприємствах харчової промисловості.

Класифікація, основні вимоги до конструкції

Класифікація. Керуючись загальними принципами класифікації технологічного обладнання, всю різноманітність видів рекуперативних апаратів можна розбити по ряду суттєвих ознак (призначенню, роду робочого середовища, характеру теплового режиму і т.д.). Тоді по кожній такій класифікаційній ознаці можна виділити окремі види апаратів, що реалізують в своїй конструкції чи принципу дії цю ознаку.

У відповідності з цим в таблиці 4 представлені основні види рекуперативних апаратів, вказані їх загальні ознаки.

Таблиця 4

Класифікація рекуперативних теплообмінних апаратів

Ознака класифікації	Типи апаратів
I. Призначення	<ol style="list-style-type: none">1. Підігрівники рідин чи газів.2. Охолоджувачі рідин чи газів.3. Кристалізатори для отримання кристалів з розчинів.4. Випарні апарати для підвищення концентрації розчинів.5. Конденсатори для конденсації парів рідин.
II. Рід робочих середовищ	<ol style="list-style-type: none">1. Паро-рідинні теплообмінники.2. Паро-газові теплообмінники.3. Рідинно-рідинні теплообмінники.4. Газо-рідинні теплообмінники.5. Газо-газові теплообмінники.
III. Характер теплового режиму	<ol style="list-style-type: none">1. Апарати зі стаціонарним тепловим режимом, в яких температура теплоносія на даній ділянці поверхні теплообміну постійна (апарати безперервної дії).2. Апарати з нестаціонарним тепловим режимом, в яких температура теплоносія на даній ділянці поверхні теплообміну непостійна (апарати періодичної дії).

<p>IV. Конфігу-рація поверхні теплообміну</p>	<p>1.Трубчаті апарати, у яких поверхня теплообміну виконана з однієї труби («труба в трубі») чи з пучка трубок (кожухотрубні).</p> <p>2.Змійовикові апарати, в яких поверхня теплообміну виконана у вигляді змійовиків.</p> <p>3.Апарати спеціальних типів з поверхнями теплообміну різноманітного вигляду: пластинчастими, ребристими, спіральними і т.д.</p> <p>4.Комбіновані апарати, в яких поверхня теплообміну складається з елементів різноманітної конфігурації.</p>
<p>V.Компоновка поверхонь теплообміну</p>	<p>1.Зрошувальні апарати, в яких трубчата поверхня теплообміну безпосередньо зрошується рідиною.</p> <p>2.Погружні апарати, в яких елементи поверхні теплообміну заключні в корпус і занурені в робочу рідину.</p> <p>3.Апарати з водяними чи паровими рубашками, в яких поверхня теплообміну утворюється стінками апарату.</p> <p>4.Елементні апарати, що складаються з декількох послідовно з'єднаних трубчатих елементів, кожний з яких обмежений кожухом невеликого діаметру з розміщеною в ньому однією трубкою («труба в трубі») чи трубчаткою з невеликою кількістю труб.</p> <p>5.Кожухові апарати, що складаються зі змійовика, що заключний в кожух, чи великої кількості трубок, також заключної в кожух (кожухотрубні апарати).</p>
<p>VI.Напрямки потоків теплоносіїв</p>	<p>1.Апарати прямого току, в яких обидва теплоносії рухаються паралельно в одному напрямку.</p> <p>2.Апарати протиточні, в яких теплоносії рухаються в протилежних напрямках.</p> <p>3.Апарати змішаного і перехресного току, в яких рух потоків теплоносіїв здійснюється в різноманітних поєднаннях паралельного току, протитоку чи перехресного току.</p>

<p>VII.Число ходів теплоносія</p>	<p>1.Одноходові апарати, в яких теплоносії рухаються по одному ходу, не змінюючи напрямку руху.</p> <p>2.Багатоходові апарати, в яких теплоносії рухаються декількома ходами, послідовно змінюючи напрям свого руху:</p> <p>а)в трубному просторі;</p> <p>б)в трубному і міжтрубному просторі одночасно.</p>
<p>VIII.Компоновка апаратів</p>	<p>1.Однокорпусні апарати, що складаються з одного елемента чи корпусу.</p> <p>2.Багатокорпусні чи секційні (елементні) апарати, що складаються з декількох послідовно з'єднаних елементів чи корпусів.</p>
<p>IX.Жорсткість конструкції кожухотрубних теплообмінників</p>	<p>1.Апарати жорсткої конструкції, що не мають пристроїв для компенсації різниці в температурних деформаціях корпусу та теплообмінних трубок.</p> <p>2.Апарати нежорсткої конструкції з повною компенсацією різниці в температурних деформаціях корпусу та теплообмінних трубок (апарати з плаваючою головкою, з сальниковими компенсаторами у трубних решіток, з U-подібними трубками і т.д.).</p> <p>3.Апарати напівжорсткої конструкції з частковою компенсацією температурних деформацій; кожухи мають лінзові компенсатори.</p>

Основні вимоги до конструкції. При конструюванні теплообмінних апаратів необхідно керуватися наступними загальними вимогами.

1. Для забезпечення ефективної та якісної теплової обробки харчових продуктів необхідно ретельно проаналізувати теплофізичні властивості продукту та вибрати конструкцію теплообмінника, яка дозволить досягти заданих температурних умов та часу обробки при мінімальних енергетичних витратах.

При виборі матеріалів для обладнання харчової промисловості необхідно звертати увагу на їхню хімічну інертність щодо продуктів харчування. Матеріали не повинні вступати в реакцію з продуктами, що обробляються, і змінювати їхні властивості, зокрема руйнувати біологічно активні речовини. Крім того, матеріали повинні бути стійкими до корозії, що виникає під впливом агресивних харчових середовищ. В апараті не повинно бути застійних зон (неробочих об'ємів), в яких міг би накопичуватися продукт.

2. Ефективність роботи апарата безпосередньо залежить від інтенсивності теплообміну та рівня гідравлічних втрат. Для досягнення високої продуктивності при мінімальних енерговитратах необхідно забезпечити оптимальне поєднання цих двох факторів.

Оптимізація роботи апарата передбачає забезпечення турбулентного режиму руху робочого середовища, що сприяє підвищенню інтенсивності теплообміну. При зміні агрегатного стану робочого середовища необхідно забезпечити оптимальні умови для фазових переходів, а також організувати ефективне видалення продуктів конденсації. Для забезпечення довговічності роботи апарата необхідно мінімізувати відкладення накипу та інших забруднень на теплообмінній поверхні.

3. Для забезпечення економічної ефективності виробництва та експлуатації апарата необхідно вибрати найбільш прості та технологічні рішення щодо конструкції поверхні теплообміну, а також матеріали, що використовуються для виготовлення деталей.

Надійність експлуатації апарата залежить від раціональності його конструкції, яка передбачає міцні з'єднання, ефективні ущільнення та компенсацію температурних деформацій. Зручність обслуговування, включаючи доступ до теплообмінних поверхонь для очищення та огляду, а також наявність засобів контролю, є важливими факторами, що забезпечують безперебійну роботу апарата..

4. Конструкція апарату повинна відповідати вимогам Госгортехнагляду по вибору матеріалів, розрахунковим нормам по допустимим напруженням та запасам міцності, коефіцієнтам міцності зварних швів та іншим показникам. У відповідності до цих вимог на кожному апараті, що працює під тиском, необхідно встановлювати таку арматуру:

- манометр з трьохходовим краном;
- запобіжний клапан важільного типу чи пружинний;
- пристрій для відведення конденсату (конденсатовідвідник);

- показник рівня конденсату;
- пристрій для відведення повітря та інших інертних газів з зони конденсації пари;
- пристрої для вимірювання температури теплоносіїв.

Слід врахувати, що в даний час багато видів теплообмінних апаратів проектується та виготовляються у відповідності до державних стандартів.

Промислові теплоносії з точки зору технічної та економічної доцільності їх застосування повинні володіти наступними якостями:

1. Бути термодинамічно сприятливим. Для досягнення високої ефективності теплообміну бажано використовувати теплоносії з високою питомою вагою, теплоємністю та теплотою пароутворення. Це дозволяє збільшити кількість теплоти, яку може перенести теплоносій, і зменшити його витрату. Низька в'язкість сприяє покращенню циркуляції теплоносія та зниженню гідравлічних опорів.

Крім того, важливо, щоб теплоносії володіли високими температурами при одночасно малих тисках, що полегшує апаратне оформлення пристроїв.

2. Для забезпечення довготривалої та ефективної роботи теплообмінного обладнання необхідно використовувати теплоносії, які є стійкими до високих температур, хімічно інертними та не утворюють відкладень. Це дозволить зберегти високий коефіцієнт теплопередачі та запобігти передчасному виходу обладнання з ладу.

3. Для забезпечення економічної доцільності застосування того чи іншого матеріалу необхідно враховувати такі фактори, як вартість та поширеність. Використання дорогих або дефіцитних матеріалів може призвести до значного збільшення вартості виробу та ускладнити його виробництво.

Таким чином, при виборі теплоносіїв необхідно в кожному окремому випадку детально враховувати їх термодинамічні та фізико-хімічні властивості, а також техніко-економічні характеристики. В промисловості в якості теплоносіїв найбільше поширення отримали водяна пара, гаряча вода та газоподібні продукти згорання палива.

Використання вторинних теплових ресурсів, таких як відходи виробництва, дозволяє знизити енергетичні витрати. Однак, для забезпечення ефективного використання таких матеріалів необхідно враховувати особливості їхнього складу та властивості, а також вибирати відповідне обладнання.

Вибір теплоносія є комплексним завданням, яке вимагає врахування таких факторів, як призначення обладнання, умови роботи, теплофізичні властивості теплоносія, його доступність на ринку та здатність зберігати свої властивості протягом тривалого часу.

З теплофізичних властивостей теплоносіїв найбільш важливими є ті, котрі визначають інтенсивність тепловіддачі в каналах теплообмінника.

Густина та теплоємність є дуже важливими показниками. Теплоносії з більшою щільністю та теплоємністю, такі як вода, здатні переносити більшу кількість тепла навіть при незначних температурних різницях між поверхнею та рідиною. Це робить воду більш ефективним теплоносієм порівняно з газами, які мають меншу щільність і теплоємність.

Теплопровідність суттєво впливає на інтенсивність тепловіддачі. Чим вища теплопровідність теплоносія, тим інтенсивніший теплообмін відбувається між теплоносієм та стінками каналу. Рідкі метали, завдяки своїй високій теплопровідності, забезпечують значно більший коефіцієнт тепловіддачі порівняно з водою та газами, що дозволяє ефективніше використовувати теплообмінні апарати.

В'язкість є важливим параметром, який характеризує текучість рідини. Вона впливає на інтенсивність теплообміну, оскільки в'язкі рідини гірше перемішуються і повільніше передають тепло. З підвищенням температури в'язкість більшості рідин зменшується, що призводить до покращення їхніх теплофізичних властивостей.

Число Прандтля $Pr = \nu/a$ характеризує теплофізичні властивості теплоносіїв і є однією з найважливіших їх характеристик.

Для повітря і газів число $Pr \leq 1$. Для води число $Pr=13,67...1$ в залежності від температури (від 0 до 180 °C).

Температура кипіння теплоносія повинна бути порівняно високою. В цьому випадку для підтримання теплоносія в рідкому стані не потрібно помітного підвищення тиску.

Нижче приведений більш детальний опис деяких теплоносіїв і аналітичні залежності для розрахунку їх теплофізичних параметрів. Слід мати на увазі, що $\mu = \nu\rho$, а $Pr = 1000\nu\rho c_p/\lambda$.

Вода. Як теплоносій вода має багато переваг. Головними з них є: великі значення густини, теплоємності та коефіцієнта тепловіддачі; мала хімічна активність (прісна

вода) і низька вартість; доступність і нешкідливість. Це обумовило широке застосування води як теплоносія в різноманітних стаціонарних і транспортних установках.

Теплофізичні властивості води на лінії насичення приведені в таблиці 5. Вони можуть бути апроксимовані в діапазоні температур 10...100 °С наступними рівняннями:

густина

$$\rho = \frac{1005}{0,99534 + 0,466 \cdot 10^{-3}t}; \quad (25)$$

теплоємність

$$c_p = 4,20511 - 0,136578t + 0,152341 \cdot 10^{-4}t^2; \quad (26)$$

теплопровідність

$$\lambda = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2; \quad (27)$$

кінематична в'язкість

$$\nu = \{\exp(\exp[33,22999 - 5,93043 \ln(t + 273)]) - 0,87\} \cdot 10^{-6}. \quad (28)$$

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,1013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,22	68,3	0,291	1,75
120	0,1985	943,1	4,25	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,618	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,003	886,9	4,417	67,6	0,173	1,00
220	2,320	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,694	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,592	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,608	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

Водяна пара. В теплообмінних апаратах водяна пара використовується при температурі до 150...180 °С, тому що при більш високих значеннях температури різко зростає тиск. Вода, що перетворилася на пару, є ефективним теплоносієм. Вона дешева, легко транспортується і віддає багато тепла при конденсації. Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення приведені в таблиці 6. Вони можуть бути апроксимовані наступними виразами при температурі від 100 до 300 °С:

густина

$$\rho = \frac{p_s \cdot 10^3}{(432 + 0,488t - 0,282 \cdot 10^{-2} t^2)(t + 273)}; \quad (29)$$

теплоємність

$$c_p = 1,62 + 0,77 \cdot 10^{-3}(t + 273) + \frac{40,32}{t+273} + 0,1076 \cdot 10^{-3} p_s \left(\frac{647}{t+273} \right)^{3,5} + 0,495 \cdot 10^{-12} p_s^3 \left(\frac{647}{t+273} \right)^{18} \quad (30)$$

при $t = 10 \dots 360^\circ\text{C}$

теплопровідність

$$\lambda = 3,7 \cdot 10^{-6}(t + 273)^{1,48} + 1,37 \cdot 10^{-4} \rho^{1,25}; \quad (31)$$

динамічна в'язкість

$$\mu = 2,235 \cdot 10^{-6} \frac{(t+273)^{1,5}}{t+1234}, \quad (32)$$

де p_s - тиск насичення при температурі t , кПа.

Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	0,101	0,598	2,135	2,35	20,02	1,08
120	0,198	1,121	2,206	2,60	11,46	1,09
140	0,361	1,966	2,315	2,79	6,89	1,12
160	0,618	3,258	2,479	3,01	4,49	1,18
180	1,003	5,157	2,709	3,27	2,93	1,25
200	1,555	7,862	3,023	3,85	2,03	1,36
220	2,320	11,62	3,408	3,90	1,45	1,47
240	3,348	16,76	3,881	4,29	1,06	1,61
260	4,694	23,72	4,468	4,80	0,794	1,76
280	6,419	33,19	5,233	4,49	0,600	1,88
300	8,592	46,21	6,28	6,27	0,461	2,13
320	11,290	64,72	8,21	7,51	0,353	2,50
340	14,608	92,76	12,35	9,30	0,272	3,35
360	18,614	144,0	23,03	12,79	0,202	5,23

Теплообмінні апарати для нагрівання соків та сиропів

Цукрова промисловість широко використовує різноманітні теплообмінники для ефективного проведення технологічних процесів. До них належать вертикальні багатоходові кожухотрубні апарати, секційні теплообмінники, пластинчасті теплообмінники, горизонтальні секційні апарати та теплообмінники з кільцевими каналами. Вибір конкретного типу залежить від особливостей технологічного процесу. Для нагрівання робочих середовищ найчастіше застосовують насичену водяну пару та конденсати, які відводяться, зберігаються та розподіляються за спеціальною системою.

Обираючи теплообмінник, інженери враховують як технічні, так і економічні аспекти. Зокрема, аналізується вартість одиниці теплообмінної поверхні, витрати на матеріали, тип матеріалу, складність виробництва та попит на ринку. Естетичні міркування також можуть впливати на вибір, особливо якщо обладнання буде видно.

Ефективність E - це ключовий параметр, що характеризує здатність теплообмінника виконувати свою функцію. Він показує, яка частина теоретично можливої кількості теплоти фактично передається. Ефективність E - це ступінь недорекуперації теплоти, або відношення фактично переданої в теплообмінному апараті кількості теплоти Q_f до максимально можливої Q_{\max}

$$E = \frac{Q_f}{Q_{\max}} = \frac{G_1 c_1 (t_1^p - t_1^k)}{G_1 c_1 (t_1^p - t_2^p)} = \frac{\delta t_1}{\Delta t_{\max}} = \frac{kF \Delta t_{\text{cp}}}{G_{\text{cmin}} \Delta t_{\max}}, \quad (33)$$

де G - масова витрата теплоносія, кг/с; c - теплоємність, Дж/(кг·К); k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F - поверхня теплообміну, м²; t_1^p, t_1^k - початкова та кінцева температури грійного теплоносія, °С; t_2^p, t_2^k - початкова та кінцева температури теплоносія, що нагрівається; Δt_{cp} - середньо логарифмічне значення різниці температур. Індекс «1» відноситься до грійного теплоносія, «2» - того, що нагрівається (соку). G_{cmin} - менше з двох значень повної масової теплоємності ($G_1 c_1$ та $G_2 c_2$).

Характер зміни температур теплоносіїв у процесі теплообміну в рідино-рідинному протитечійному та паро-рідинному теплообмінниках зображено на рис. 2.

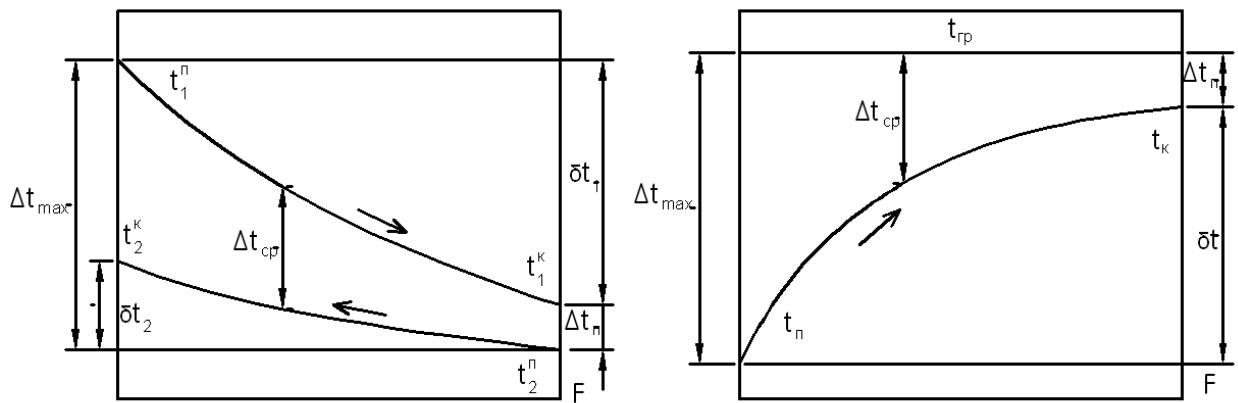


Рис.2. Температурні криві теплообмінних апаратів:
а) протитечійного рідинорідинного; б) парорідинного

Чим менша різниця температур Δt_{π} , тим вища ефективність теплообмінного апарата, яка, в свою чергу, залежить від двох параметрів – інтенсивності теплопередачі k та величини поверхні теплообміну F . Очевидно, що досягти мінімальної різниці температур між теплоносіями можна в теплообмінному апараті будь-якого типу, але величина поверхні теплообміну і вартість буде різною. Зрозуміло, що малих значень Δt_{π} доцільно досягати лише в теплообмінниках з високим коефіцієнтом теплопередачі k , наприклад, у пластинчастих, а не за рахунок збільшення поверхні теплообміну в теплообмінниках з низькими k .

Швидкість руху теплоносіїв є одним з ключових параметрів, що впливають на техніко-економічні показники теплообмінного обладнання. Збільшення швидкості призводить до зменшення термічного опору і, як наслідок, до інтенсифікації теплообміну. Однак, це супроводжується зростанням гідравлічних втрат. Для рідин, що містять суспендовані частинки, швидкість є критичним фактором, оскільки недостатня швидкість може спричинити осідання частинок на поверхні теплообміну і, як наслідок, зниження його ефективності.

Для нагрівання соків на станціях очищення соку та перед випарною установкою застосовують десятиходові паро-рідинні теплообмінні апарати типу ПСС та ПДС (друга літера вказує на РН середовища; С – лужне, Д – кисле) та рідино-рідинний десятиходовий по трубному та міжтрубному простору теплообмінний апарат типу ТДС.

Теплообмінні труби теплообмінників ПДС виготовляють з нержавіючої сталі (12x18Н10Т), ПСС – з вуглецевої сталі (20А) діаметром 33x1,5 мм та довжиною 3,5 м. Перегородки зменшують живий переріз трубних пучків, що забезпечує збільшення швидкості соку в трубах. Рідино-рідинні теплообмінники, крім того, оснащені

повздовжніми перегородками в грійній камері, чим забезпечується необхідна швидкість теплоносія у міжтрубному просторі.

Відведення газів, що не конденсуються, здійснюється як з верхньої, так і з нижньої частини грійної камери. Недостатня вентиляція грійної камери зумовлює підвищення концентрації газів, падіння парціального тиску водяної пари і, як наслідок, суттєве зменшення ефективності нагрівання.

Технічні характеристики паро-рідинних теплообмінних апаратів типу ПДС та ПСС наведені в таблиці 7.

Таблиця 7

Паро-рідинні теплообмінні апарати типу ПДС та ПСС

№	Тип теплообмінного апарата	Поверхня теплообміну, м ²	Кількість труб	Кількість ходів	Внутрішній діаметр корпусу, мм	Висота, мм	Маса, кг
1	ПДС-10-30	30	90	10	650	4230	2070
2	ПДС-10-60	60	180	10	1040	4360	3690
3	ПДС-10-80	80	230	10	1040	4360	4000
4	ПДС-10-100	100	290	10	1040	4360	4280
5	ПДС-10-120	120	340	10	1040	4360	4600
6	ПДС-10-160	160	460	10	1280	4490	5640
7	ПДС-10-200	200	580	10	1410	4670	6290
8	ПДС-10-300	300	880	10	1600	5360	10490
9	ПДС-4-200	200	580	4	1280	4670	6650
10	ПДС-4-250	250	720	4	1410	4760	8250
11	ПСС-10-60	60	180	10	1040	4360	3370
12	ПСС-10-80	80	230	10	1040	4360	3690

№	Тип теплообмінного апарата	Поверхня теплообмінну, м ²	Кількість труб	Кількість ходів	Внутрішній діаметр корпусу, мм	Висота, мм	Маса, кг
13	ПСС-10-100	100	290	10	1040	4360	3930
14	ПСС-10-120	120	340	10	1040	4360	4220
15	ПСС-10-160	160	460	10	1280	4490	5300
16	ПСС-10-200	200	580	10	1410	4670	6400
17	ПСС-10-300	300	880	10	1600	5360	9985

Технічні характеристики рідино-рідинних теплообмінних апаратів типу ТДС наведені в таблиці 8.

Таблиця 8

Рідино-рідинні теплообмінні апарати типу ТДС

№	Тип ТОА	Поверхня теплообмінну, м ²	Кількість труб	Кількість ходів	Внутрішній діаметр корпусу, мм	Висота, мм	Маса, кг
1	ТДС-120	120	340	10	1140	4390	5990
2	ТДС-160	160	460	10	1280	4660	6710
3	ТДС-200	200	580	10	1410	5100	8540
4	А2-ПТА-250 (ТДС-250)	250	720	10	1600	5360	10700

Швидкість руху рідини в трубах багатоходових теплообмінників рекомендується вибирати в межах 1,4 – 1,8 м/с (до 2 м/с), що забезпечує достатньо високу інтенсивність тепловіддачі при помірній величині гідравлічного опору (до 1,3 бар). При необхідності збільшення швидкості вище 2 м/с (наприклад, при нагріванні дифузійного соку) для зменшення гідравлічного опору застосовують більш громіздкі та металоємні, але гідравлічно досконаліші конструкції теплообмінників, а саме секційні теплообмінники із скругленими з'єднаннями між секціями та з робочою довжиною теплообмінних труб 5,2 м. Зменшення гідравлічного опору при цьому становить до 40 %.

Технічні характеристики секційних вертикальних теплообмінних апаратів представлені в таблиці 9.

Рідино-рідинні секційні теплообмінні апарати мають аналогічні характеристики (крім ваги) і позначаються як А2-ПТС.

Таблиця 9

Рідино-рідинні секційні вертикальні теплообмінні апарати

№	Тип теплообмінного апарата	Поверхня теплообміну, м ²	Кількість труб в секції	Кількість секцій	Діаметр секції, мм	Маса, кг
1	А2-ПСС-30-4	30	15	4	219	2670
2	А2-ПСС-40-4	40	19	4	219	2900
3	А2-ПСС-60-4	60	30	4	273	4000
4	А2-ПСС-80-4	80	42	4	325	6130
5	А2-ПСС-120-4	120	62	4	426	6600
6	А2-ПСС-180-4	180	93	4	530	10400
7	А2-ПСС-240-4	240	124	4	630	11950
8	А2-ПСС-45-6	45	15	6	219	3700
9	А2-ПСС-60-6	60	19	6	219	3800
10	А2-ПСС-90-6	90	30	6	273	4510

№	Тип теплообмінного апарата	Поверхня теплообміну, м ²	Кількість труб в секції	Кількість секцій	Діаметр секції, мм	Маса, кг
11	A2-ПСС-120-6	120	42	6	325	7730
12	A2-ПСС-180-6	180	62	6	426	6600
13	A2-ПСС-240-6	240	93	6	530	10000

Пластинчасті теплообмінники є найбільш досконалыми завдяки своїй здатності забезпечувати високу інтенсивність теплообміну за рахунок штучної турбулізації потоку, що дозволяє працювати при низьких швидкостях руху рідини.

Штамповані гофровані теплообмінні пластини товщиною від 0,5 до 1 мм мають поліровану поверхню, що дає змогу легко позбавлятися від бруду органічного походження гідравлічною промивкою. Пластини відокремлюються одна від одної гумовими ущільненнями, товщина яких забезпечує ширину плоского каналу для проходження рідини на рівні 3 – 7 мм. Деякі конструкції теплообмінників фірми α -Laval мають ширину каналу до 12 мм. В паро-рідинних пластинчастих теплообмінних апаратах використовують, як правило, спарені пластини, що утворюються шляхом зварювання двох звичайних пластин. У простір між звареними пластинами подається водяна пара, яка не містить накипоутворювачів. Кількість гумових ущільнень при цьому скорочується в два рази. Швидкість теплоносія підтримується на рівні 0,3 – 0,7 м/с. Інтенсивність тепловіддачі та гідравлічний опір залежать від малюнку гофрів, тобто форми та висоти штучних турбулізаторів.

Завдяки наявності штучних турбулізаторів має місце висока інтенсивність теплопередачі між теплоносіями, тому кількість теплообмінних пластин, а відповідно, і поверхня теплообміну, вибирається з умови мінімальної (1,5 – 2 °С) величини недогрівання рідини до початкової температури грійного теплоносія.

Для нагрівання рідин цукрового виробництва можуть бути використані теплообмінні пластини типорозміру 0,53 з технічними характеристиками:

габаритні розміри – 1446 x 620 мм; висота гофр – 4,5 мм; товщина пластини 0,8 мм; поверхня теплообміну – 0,53 м²; матеріал пластини – 12X18H10T; площа поперечного перерізу каналу, утвореного пластинами – 0,001925 м²; маса пластини – 6,1 кг. При використанні пари як теплоносія використовуються спарені пластини з

подвоєною поверхнею теплообмінної секції. Розрахунковий тиск всередині секції (в паровому просторі) 16 бар, між секціями – 10 бар.

Згідно ТУ26-01-1109-92 на базі спарених пластин для нагрівання рідин парою розроблено ряд типорозмірів одноходових теплообмінних апаратів серії P0,53. Габаритна висота 1805 мм.

Технічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів на базі секцій із спарених пластин наведені в таблиці 10.

Таблиця 10

Технічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів
на базі секцій із спарених пластин 0,53

№	Позначення за ТУ26-01-1109-92	Площа теплообміну, м ²	Довжина рами	Вага
1	P0,53-40-1,6/1,0-2	40	1100	1566
2	P0,53-50-1,6/1,0-2	50	1390	1705
3	P0,53-63-1,6/1,0-2	63	1600	1868
4	P0,53-80-1,6/1,0-2	80	1880	2087
5	P0,53-100-1,6/1,0-2	100	2200	2330
6	P0,53-125-1,6/1,0-2	125	2550	2650
7	P0,53-140-1,6/1,0-2	140	2850	2843
8	P0,53-160-1,6/1,0-2	160	3200	3113

Вибір типу теплообмінного апарату

При виборі теплообмінного апарату необхідно враховувати комплекс факторів: теплову потужність, температурні умови, властивості робочих середовищ, умови теплообміну, гідравлічні опори, матеріал конструкції, корозійну стійкість, габарити, напрямок руху робочих середовищ, можливість очищення та інші.

Одноходові кожухотрубні теплообмінники оптимально використовувати в процесах, де необхідно забезпечити теплообмін між газом та рідиною, причому кількість рідини, що протікає по трубах, є значною.

Багатоходові кожухотрубні теплообмінники знайшли широке застосування в якості паро-рідинних підігрівників, де рідина, що рухається по трубах з кількома ходами, підігрівається паром. Зазвичай такі теплообмінники мають міцну конструкцію.

Елементні теплообмінники ефективно працюють в рідинно-рідинних, паро-газових та газиво-газових системах. Однак, для забезпечення великих площ теплообміну за допомогою елементних конструкцій потрібна значна кількість трубних решіток, що призводить до збільшення габаритів, маси та вартості обладнання. В таких випадках більш доцільно використовувати кожухотрубні теплообмінники.

Теплообмінники "труба в трубі" ефективно використовуються для теплообміну між двома рідинами або між рідиною і паром, що конденсується, при невеликих витратах теплоносіїв. Однак, при значних теплових навантаженнях такі теплообмінники характеризуються великою металоємністю і габаритами.

Кожухотрубні апарати нежорсткої конструкції дорогі у виготовленні, тому їх слід застосовувати у випадках крайньої необхідності.

Пластинчасті теплообмінники є оптимальним рішенням для теплової обробки різних рідин. Їх конструктивні особливості забезпечують високу ефективність теплообміну, компактність та легкість очищення. Завдяки цим перевагам пластинчасті теплообмінники знаходять все більше застосування в різних галузях промисловості.

При проектуванні теплообмінника необхідно враховувати зручність підключення трубопроводів. Пару зазвичай подають у верхню частину апарату, а конденсат відводять знизу. Для рівномірного розподілу пари в великих апаратах рекомендується використовувати кілька патрубків для підведення пари.

Напрямок руху теплоносіїв слід вибирати так, щоб напрям вимушеного руху по можливості співпадав з напрямом природного руху: при охолодженні – зверху донизу, а при нагріванні – знизу догори. Якщо теплоносії не міняють агрегатного стану, то бажано прийняти принцип протитоку; якщо агрегатний стан одного з теплоносіїв змінюється (паро-рідинні підігрівники), то це великого значення не має.

Простір для руху теплоносія (в трубах чи міжтрубному просторі) вибирається виходячи з наступних міркувань:

для досягнення більшого коефіцієнта теплопередачі слід теплоносій з меншим коефіцієнтом тепловіддачі пропускати всередині трубок;

теплоносій, з якого виділяється осад, слід пропускати з тієї сторони поверхні теплообміну, яка легше підлягає очищенню;

теплоносій, що чинить корозійну дію на деталі апарату, краще пропускати всередині трубок, так як витрата металу на трубки, решітки і камери менша, ніж на виготовлення кожуха;

теплоносій високого тиску краще пропускати по трубкам, щоб кожух більшого діаметру не знаходився під високим тиском;

для зменшення витрати теплоти в підігрівниках теплоносій з високою температурою слід пропускати через трубки, в охолоджувачах гарячий теплоносій краще пропускати з зовнішньої сторони труб.

Деякі з приведених умов можуть суперечити одна одній; в таких випадках слід вибирати ті умови, які в даних конкретних умовах дають найбільший техніко-економічний ефект.

Порівняльні характеристики деяких типів апаратів наведені в таблиці 11.

Таблиця 11

Порівняльні характеристики деяких теплообмінних апаратів

Конструктивні ознаки ТОА	Простота і легкість виготовлення	Можливість здійснення протитоку	Досягнення високих швидкостей		Легкість очищення		Доступність для огляду і ремонту	Площа поверхні ТО на одиницю на одиницю об'єму, м ² /м ³	Витрата металу на одиницю площі поверхні теплообміну, кг/м ³
			в трубах	в міжтрубному просторі	в трубах	в міжтрубному просторі			
Кожухотрубно									
- одноходові	X	+	-	-	+	X	X	15-40	30-80
- багатоходові	X	X	+	X	+	-	X	15-40	30-80
Елементні	X	+	+	+	+	X	X	5-15	50-150

Примітка. (+) – відповідність вимогам; (X) – часткова відповідність вимогам; (-) – невідповідність вимогам. Витрата металів для кожухотрубних апаратів прийнято рівним 1.

Оптимальний режим роботи теплообмінних апаратів

Нормальна експлуатація будь-якої тепловикористовуючої установки пов'язана, перш за все, з підтриманням на ній оптимального теплового режиму. Під оптимальним тепловим режимом теплообмінного апарату чи установки слід розуміти такий режим, при якому повністю задовольняються вимоги технологічного процесу (як у відношенні продуктивності обладнання, так і якісних показників, але при обов'язковій умові мінімальної витрати теплоносія. Нерідко буває, що тепловикористовуюча установка працює достатньо продуктивно, задовольняючи вимоги технологічного процесу, однак її робота супроводжується значними перевитратами теплоти. Між тим технологічний режим і раціональний тепловий режим повинні бути тісно пов'язані між собою. Це взаємний зв'язок і характеризує оптимальний тепловий режим тепловикористовуючої установки.

Оптимальний тепловий режим встановлюється та підтримується на основі технологічного контролю, який повинен бути:

1) *надійним*, що досягається правильністю і точністю показів контрольно-вимірювальних приладів (для чого кожний прилад має бути ретельно перевірений і потрібним чином встановлений), а також правильністю методики спостережень;

2) *оперативним* – при поточному контролі всі ненормальності в роботі тепловикористовуючої установки, тобто відхилення від встановленого оптимального режиму, повинні негайно усуватися;

3) *простим* – при поточному контролі потрібно вести записи показів лише тих приладів (показників), які визначають основну суть теплового режиму; кількість спостережень не повинна бути великою, контроль не повинен бути громіздким;

4) *показовим* – основні прилади теплового контролю повинні бути встановлені так, щоб їх покази були легко доступні для спостереження обслуговуючому дану установку персоналу.

Вказані вимоги відносяться до так званого поточного теплового контролю, задачею якого є підтримання оптимального режиму. Що стосується встановлення оптимального режиму, то воно повинне здійснюватися на основі так званих спеціальних спостережень чи випробувань, що здійснюються спеціально навченим

персоналом. При цьому додатково до приладів поточного теплотехнічного контролю додаються ще деякі спеціально встановлювані для цього прилади (наприклад, додаткові термометри, витратоміри, мановакууметри і т.д.).

Поточний тепловий контроль в застосуванні, наприклад, до паро-рідинного підігрівника полягає в систематичному спостереженні за температурами продукту на вході в підігрівник та виході з нього. При спеціальних спостереженнях за підігрівником слід, крім вказаних температур, визначати кількість продукту, що проходить через підігрівник, шляхом його вимірювання витратоміром. При випробуванні підігрівника, що обігривається парою, необхідно вимірювати кількість пари або безпосередньо парометром, або шляхом вимірювання кількості конденсату. Температура гріючої пари вимірюється термометром, встановленим в спеціально встановлену гільзу на трубопроводі, що підводить пару в камеру підігрівника (після парового вентиля). Можна також при використанні насиченої пари проводити вимірювання його температури шляхом вимірювання перевіреним манометром тиску пари в камері. Температура конденсату вимірюється термометром, що вставлений в гільзу на конденсатному трубопроводі, безпосередньо за апаратом. Вимірюється також температура конденсату в баці і вводиться за вказаною різницею температур конденсату і його вимірюваній кількості поправка на самовипаровування конденсату. Тривалість випробування повинна бути біля 4 год. при стаціонарній роботі підігрівника і нормальній його продуктивності, а спостереження окремих величин повинні здійснюватися через 10 – 15 хв. На конденсатному трубопроводі після вентилів, через які відводиться конденсат в збірник при звичайній роботі, повинні бути поставлені заглушки. В результаті обробки матеріалів випробування можуть бути визначені продуктивність апарату та коефіцієнт теплопередачі.

Спеціальні спостереження проводяться на протязі 8 год. Перед спеціальними спостереженнями чи випробуваннями контрольно-вимірювальні прилади повинні бути ретельно перевірені відповідно до діючих правил.

Також слід відмітити доцільність встановлення мірних стекол в паровій (грійній) камері підігрівника для контролю відведення конденсату з неї. Крім того, необхідно забезпечити нормальну роботу запобіжних і зворотних клапанів, відтяжок повітря та газів, що не конденсуються, і т.д.

Для інших теплообмінних апаратів неважко встановити аналогічні ознаки оптимального теплового режиму, об'єм поточного теплотехнічного контролю, а також характер спеціальних спостережень та випробувань в експлуатаційних установках.

Показники ефективності теплообмінних апаратів

Найбільш поширені наступні показники ефективності теплообмінних апаратів.

Загальна потужність, що витрачається на прокачування теплоносіїв, Вт:

$$\delta P = \delta P_1 + \delta P_2; \quad (34)$$

$$\delta P_1 = G_{V1} \Delta p_1; \quad \delta P_2 = G_{V2} \Delta p_2, \quad (35)$$

де G_{V1}, G_{V2} - об'ємні витрати теплоносіїв, м³/с; $\Delta p_1, \Delta p_2$ - втрати тиску в апараті (гідрравлічний опір), Па.

Коефіцієнт утримання теплоти

$$\epsilon_q = \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_1}, \quad (36)$$

де ΔQ - втрати кількості теплоти в зовнішнє середовище при передачі від гріючого теплоносія (Q_1) до нагрівного (Q_2), Вт.

Ексергічний ККД

$$\eta_E = 1 - \frac{\Delta E}{E_{\text{вх}}}, \quad (37)$$

де ΔE - втрати ексергії внаслідок нерівноважного теплообміну (кінцевої різниці температур), теплообміну з навколишнім середовищем, повздовжнього теплообміну та гідрравлічних опорів теплообмінного апарату для обох теплоносіїв; $E_{\text{вх}}$ - сума ексергій обох теплоносіїв на вході в теплообмінник.

Показник енергетичної ефективності

$$E_F = \frac{Q}{\delta P_1 + \delta P_2}, \quad (38)$$

де Q - теплове навантаження апарату, Вт; $\delta P_1, \delta P_2$ - потужності, що витрачаються на прокачування теплоносіїв, Вт.

Критерій Кирпичова

$$E_K = \frac{Q}{A_{\text{п}}}, \quad (39)$$

де $A_{\text{п}}$ - робота на прокачування теплоносіїв.

Критерій Глазера (коефіцієнт потужності)

$$E_{\Gamma} = \frac{Q}{\delta P_1} \quad (40)$$

або

$$E_{\Gamma} = \frac{Q}{\delta P_2}. \quad (41)$$

Енергетичний критерій

$$\eta_{ен} = \frac{\alpha_1}{\delta P_1} \quad (42)$$

або

$$\eta_{ен} = \frac{\alpha_2}{\delta P_2}, \quad (43)$$

де α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі.

В окремих випадках замість δP_1 чи δP_2 в формулах для визначення енергетичного критерію використовують потужність, затрачену на переміщення теплоносія через одиницю площі (1 м^2) теплообмінної поверхні.

Приведений коефіцієнт потужності

$$\eta_{пр} = \frac{E_{\Gamma}}{\Delta t_{cp}}, \quad (44)$$

де Δt_{cp} - середньо логарифмічна різниця температур.

Коефіцієнти:

теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{cp}}, \quad (45)$$

де F – площа поверхні теплообміну;

використання маси, Вт/(кг·К)

$$k_m = \frac{Q}{m_{TE} \Delta t_{cp}}, \quad (46)$$

де m_{TE} - маса теплообмінного елемента без корпусу і кришок;

використання об'єму, Вт/(м³·К)

$$k_V = \frac{Q}{V_{TE} \Delta t_{cp}}, \quad (47)$$

де V_{TE} - об'єм теплообмінного елемента;

компактності, м²/м³

$$k_{FV} = \frac{F}{V_{TE}}. \quad (48)$$

Кожухотрубні теплообмінники

Серед рекуперативних теплообмінників кожухотрубні апарати є найбільш поширеними у харчовій промисловості. Вони можуть мати різноманітну конструкцію: одноходові або багатоходові, з різними напрямками руху теплоносіїв, з різною міцністю корпусу. Залежно від технологічних потреб, можуть використовуватися однокорпусні або багатокорпусні конструкції.

Апарати жорсткої конструкції. На рис. 3 наведена схема вертикального одноходового кожухотрубного апарату жорсткої конструкції. В кожухові 1 розміщені трубчатка, що складається з двох трубних решіток 3 та пучка нагрівних трубок 2, кінці яких розвальцьовані в отворах решіток. Для підведення та відведення продукту апарат має патрубки 9 і 4. Гріюча пара підводиться через патрубок 7, а конденсат видаляється через патрубок 14. Для встановлення апарату служать опорні лапки 8.

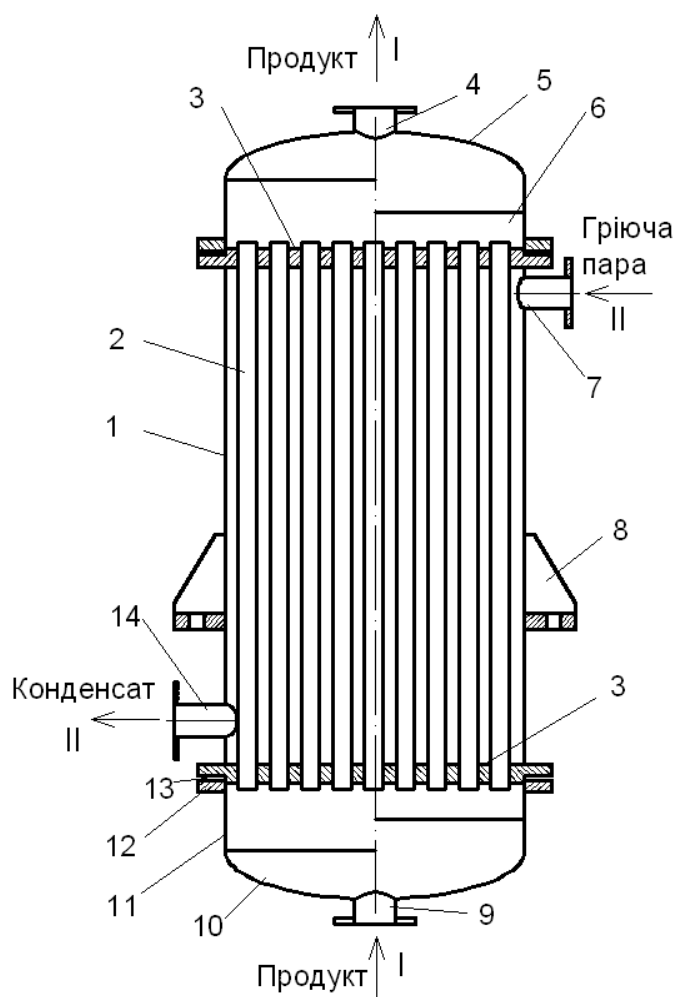


Рис.3. Одноходовий кожухотрубний апарат жорсткої конструкції

Продуктові камери 6 і 11 складаються з циліндричної обичайки та приварених днищ, наприклад сферичного не відбортованого днища 10 чи випуклого днища 5 з циліндричною відбортовкою.

В цих апаратах трубні решітки або приварюються до кожуха, або затискаються фланцями 12 з прокладками 13. Кожух і трубки твердо пов'язані між собою трубними решітками, тому в апаратах жорсткої конструкції відсутня компенсація різниці теплових подовжень трубок і корпусу. У зв'язку з цим такі апарати можуть застосовуватися при порівняно невеликих різницях температур між трубками і

корпусом (не більше 40°C).

Низький коефіцієнт теплопередачі в одноходових теплообмінниках обумовлений невеликою швидкістю руху теплоносіїв. Для підвищення коефіцієнта теплопередачі необхідно збільшити швидкість руху теплоносія шляхом зменшення діаметра трубок. Однак, це призводить до збільшення гідравлічного опору та, як наслідок, до необхідності застосування багатокорпусних або багатоходових конструкцій.

На рис. 4 дана схема двокорпусного кожухотрубного апарата. В корпусі I продукт рухається всередині нагрівальних трубок зверху вниз, в корпусі II – знизу вгору.

На рис.5 показана схема чотириходового кожухотрубного апарата. Його кришка розділена перегородками, що утворюють три продуктові камери I, II, III. Днище має дві продуктові камери – А і Б. З верхньої камери I продукт опускається в камеру А, звідки піднімається по трубкам в камеру II. Потім він послідовно проходить камери Б і III і виходить з апарата. Таким чином, продукт, проходячи послідовно пучки труб, здійснює чотири ходи: два – вниз і два – вгору. Такі апарати називають багатоходовими по трубному простору. Зазвичай вони виготовляються з кількістю ходів від 2 до 12.

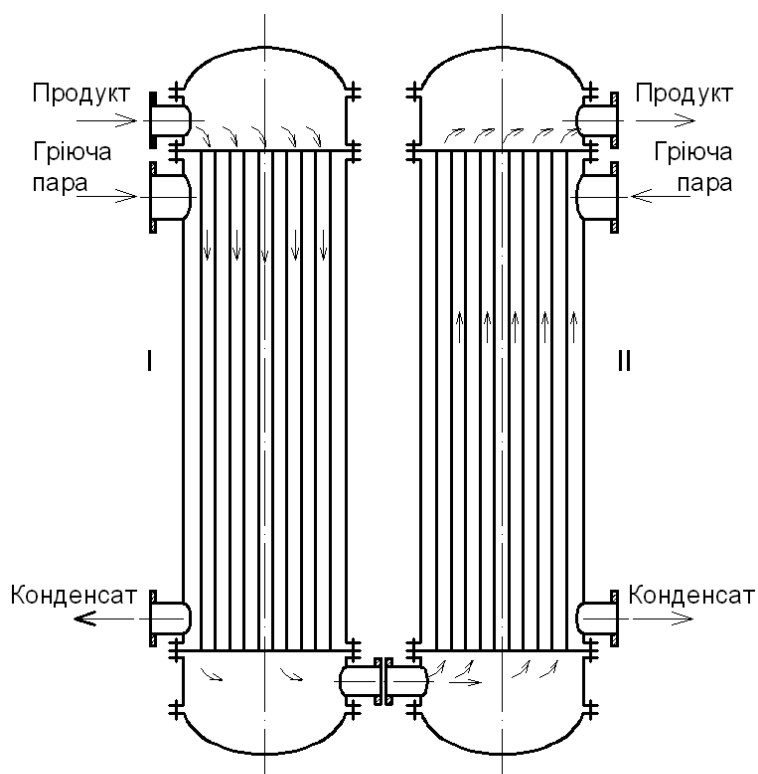


Рис.4. Двокорпусний кожухотрубний апарат

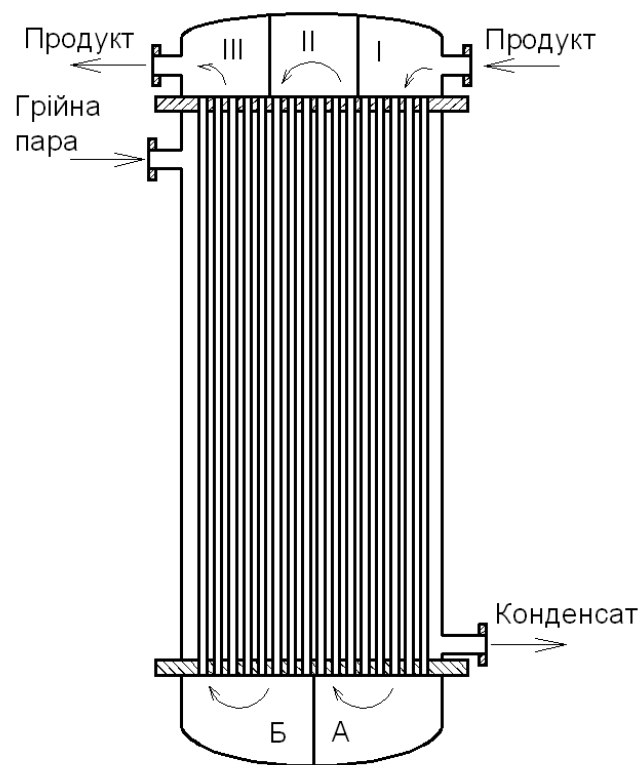


Рис.5. Схема багатоходового апарату по трубному простору

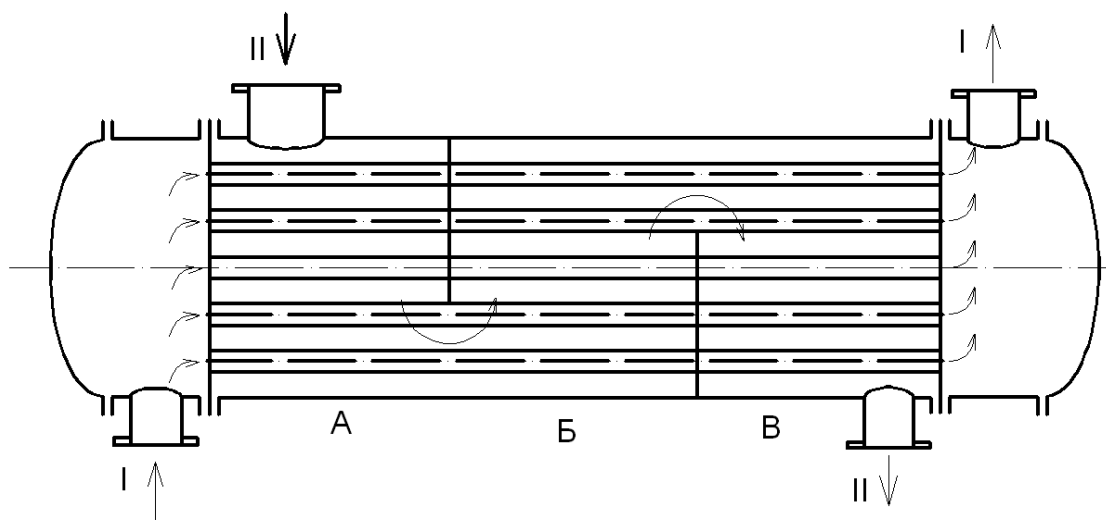


Рис.6.Схема багатоходового апарату по міжтрубному простору

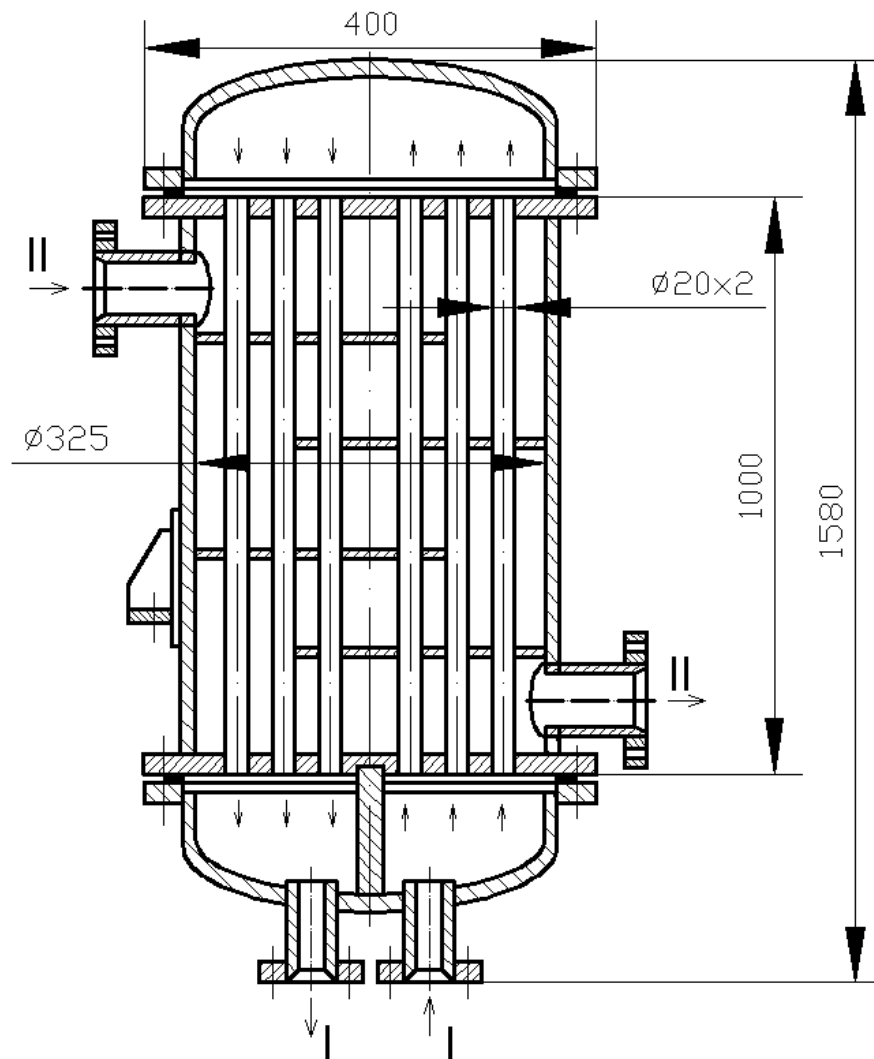


Рис.7. Багатоходовий апарат по трубному і міжтрубному простору

На рис. 6 приведена схема горизонтального апарата: одноходового по трубному простору для теплоносія I, що рухається всередині трубок, і трьохходового по міжтрубному простору. Міжтрубний простір тут розділений двома перегородками на три секції – А, Б і В – так, що теплоносій II, що омиває зовнішню поверхню трубок, проходить їх послідовно.

На рис. 7 дана конструкція апарата змішаного току. По трубному простору для теплоносія I цей апарат є двоходовим, а по міжтрубному для теплоносія II – п'ятиходовим.

На рис. 8 показані варіанти кріплення трубних решіток. З'єднання трубок з трубними решітками повинне бути щільним і міцним. Це з'єднання здійснюється різноманітними способами (рис. 9). Перед вальцюванням кінці трубок і отвори в

трубних решітках ретельно обробляються, зазор між трубкою та отвором не повинен перевищувати 1 % від діаметра. Кінці трубок вставляються в отвори решітки, після чого роликми вальцювання кінці трубок піддають внутрішній обкатці. При цьому в стінках трубки створюються остаточні пластичні, а в трубній решітці – пружні деформації, завдяки яким матеріал трубної решітки після розвальцювання міцно стискає кінці трубок. Для більшої міцності з'єднання застосовують розвальцювання на конус чи з канавками в отворах трубної решітки.

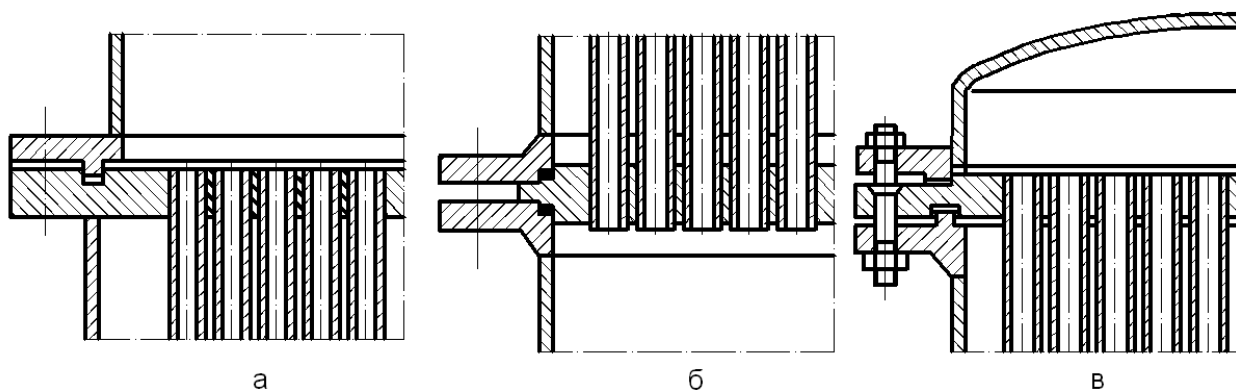


Рис.8. Кріплення трубних решіток.

а - приварена до корпусу; б - затиснута між фланцями; в - прикріплена до фланця кожуха болтами.

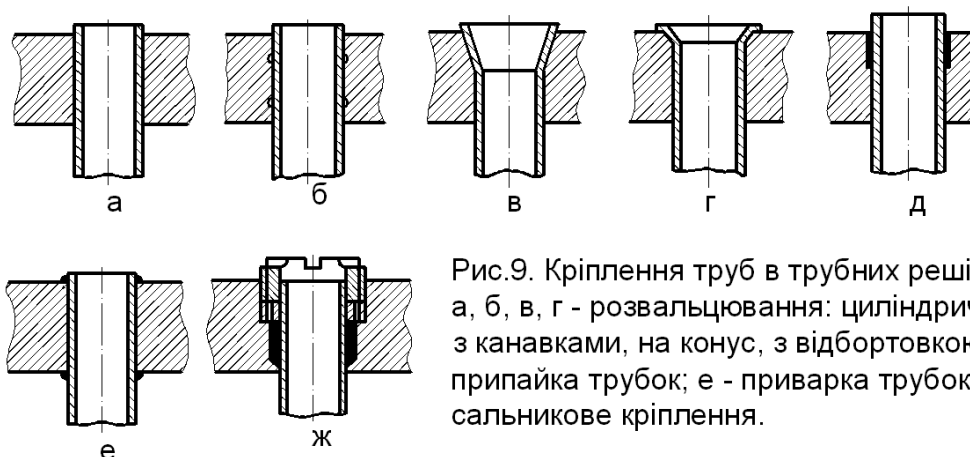


Рис.9. Кріплення труб в трубних решітках: а, б, в, г - розвальцювання: циліндричне, з канавками, на конус, з відбортовкою; д - припайка трубок; е - приварка трубок; ж - сальникове кріплення.

Приварювання сталевих трубок забезпечує високу міцність з'єднання. Однак у випадку виходу трубки з ладу заміна її неможлива. Припаювання трубок застосовується в охолоджуючих апаратах, що виготовляються з міді та латуні. Сальникове кріплення трубок служить і компенсатором температурних подовжень,

однак таке з'єднання складне у виготовленні і збільшує відстань між трубками, що призводить до збільшення діаметру апарата.

Для спостереження за рівнем рідини і процесом кипіння в теплообмінних апаратах служать оглядові віконця, які виконують круглими чи прямокутними.

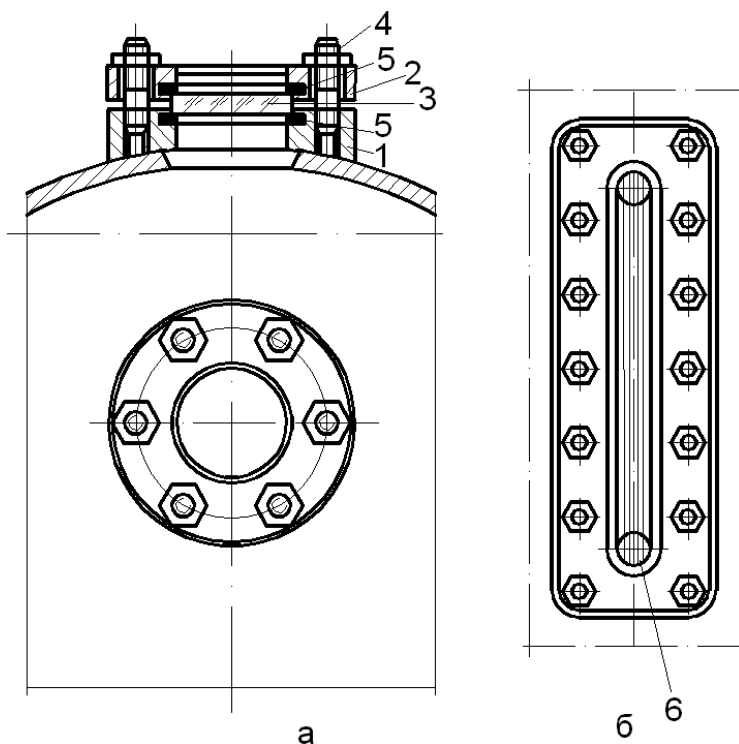


Рис.10. Оглядові вікна:
а - кругле, б - повздовжнє; 1- бобишка, 2 - фланець, 3 - скло, 4 - шпилька, 5 - прокладка, 6 - повздовжні канавки

Круглі вікна мають скло діаметром 60 або 165 мм і товщиною відповідно 10 і 20 мм. Скло встановлюється за допомогою м'яких прокладок (рис. 10,а) між двома кільцями, одне з яких приварене до корпусу, а друге затягнуте шпильками.

Прямокутне скло має переріз 17x34 і довжину до 320 мм. На їх поверхні є поздовжні канавки, які, розсіюючи світло, полегшують спостереження. Скло встановлюють на прокладках в прямокутну рамку (рис. 10,б). Інколи по колу апарата розміщують декілька вікон, біля одного з них ставлять лампу для освітлення внутрішньої порожнини апарата.

Для монтажу скляних термометрів чи термопар передбачають гільзи (рис. 11). Їх виготовляють зі шматка труби з завареним наглухо кінцем і приєднують до корпусу на фланці приварюванням чи вкручують в приварений штуцер.

Розміщення люків і лазів як в кришках, так і в корпусі апарату повинне забезпечувати зручний огляд і ремонт апарату. Основні типи люків для апаратів низького та середнього тиску показані на рис. 12.

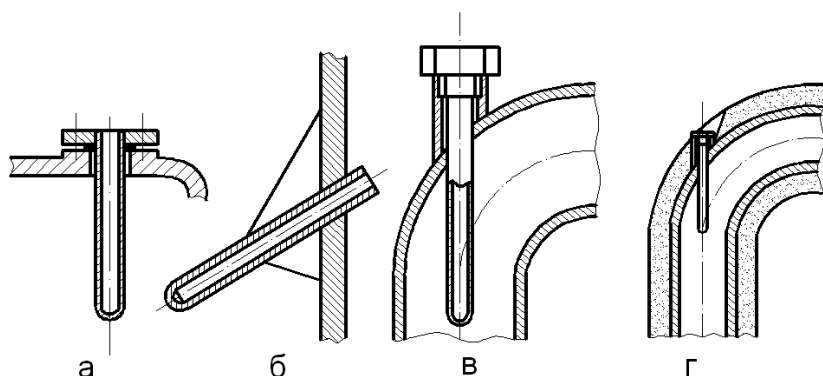


Рис.11. Установка гильз для термометрів:
 а - гильза з фланцем; б - вварена в корпус з укріплюючими косинками;
 в, г - гильза латунна вкручена в приварений штуцер.

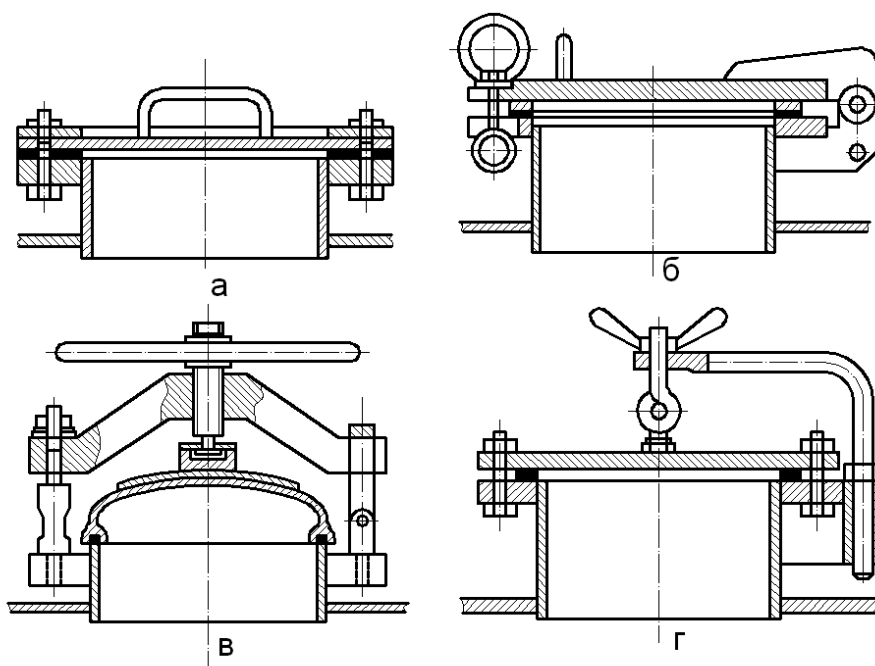


Рис.12. Основні типи люків і лазів для апаратів низького і середнього тиску:
 а, б - люки з плоскою кришкою на болтах і на петлі; в - овальний люк зі вставною кришкою; г - люк із плоскою кришкою на кронштейні.

Для приєднання трубопроводів отвори в корпусах оснащуються приварними боишками, основні типи яких показані на рис. 13.

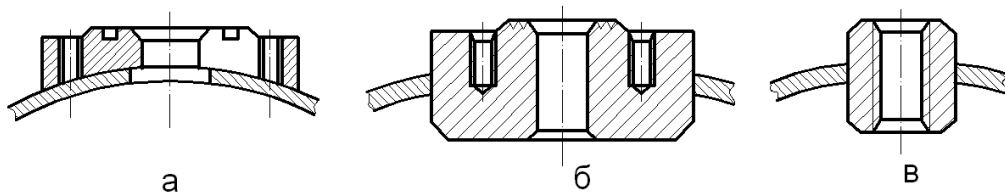


Рис.13. Основні типи бобишок:
 а - накладна під фланець, б - вварена під фланець, в - вварена під різьбу.

У відповідності до ГОСТ 9929-77 кожухотрубні сталеві теплообмінники виконуються з площею поверхні теплообміну до 2000 м², працюють під тиском до 6,4 МПа та мають п'ять типів: ТН – з нерухомими решітками, ТК – з температурним компенсатором на кожусі, ТП – з плаваючою голівкою, ТУ – з U-подібними трубками, ТС – з сальником на плаваючій голівці. Ці апарати застосовуються в харчовій промисловості для нагрівання та охолодження рідких та газоподібних продуктів при температурі від -40 до 450 °С.

Основні характеристики кожухотрубних теплообмінних апаратів наведені в таблиці 12.

Таблиця 12

Деякі характеристики кожухотрубних теплообмінних апаратів

Основні параметри	Тип теплообмінного апарату				
	ТН	ТК	ТП	ТУ	ТС
Площа поверхні ТО F, м ²	1 – 2000	1 – 2000	10 – 1250	10– 1400	10 – 315
Діаметри корпусу D_K , мм зовнішній (при виготовленні з труб) внутрішній (при виготовленні з листа)	159; 273; 325; 426 400; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200		325; 426 400; 500; 600; 800;1000;1200; 1400	400;500; 600;800	
Довжина теплообмінних труб L, мм	1000;1500;2000; 3000;4000;6000; 9000			3000; 6000; 9000	

Основні параметри	Тип теплообмінного апарату			
Робочий тиск в трубному чи міжтрубному просторі p , МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	0,6; 1,0; 1,6	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,4	0,6; 1,0
Зовнішній діаметр і товщина стінки теплообмінних труб $d_H \times \delta$, мм	20x2 25x2,5	25x2 38x2	20x2; 25x2; 25x2,5	
Спосіб розміщення труб на трубних решітках	По вершинах рівносторонніх трикутників		По вершинах квадратів чи рівносторонніх трикутників	

Теплообмінні апарати типу ТН можуть застосовуватися при порівняно невеликій різниці температур корпусу апарату і теплообмінних труб (не більше 40°C). При більшій різниці температур використовують апарати типів ТК, ТП, ТУ і ТС. Крім того, апарати типів ТН і ТК з жорстко закріпленими трубними решітками рекомендується застосовувати в тих випадках, коли не потрібно механічне очищення робочих поверхонь з боку між трубного простору. Якщо за умовами роботи таке очищення необхідне, рекомендується використовувати апарати типів ТП, ТУ і ТС з розміщенням труб на трубних решітках по вершинах квадрату.

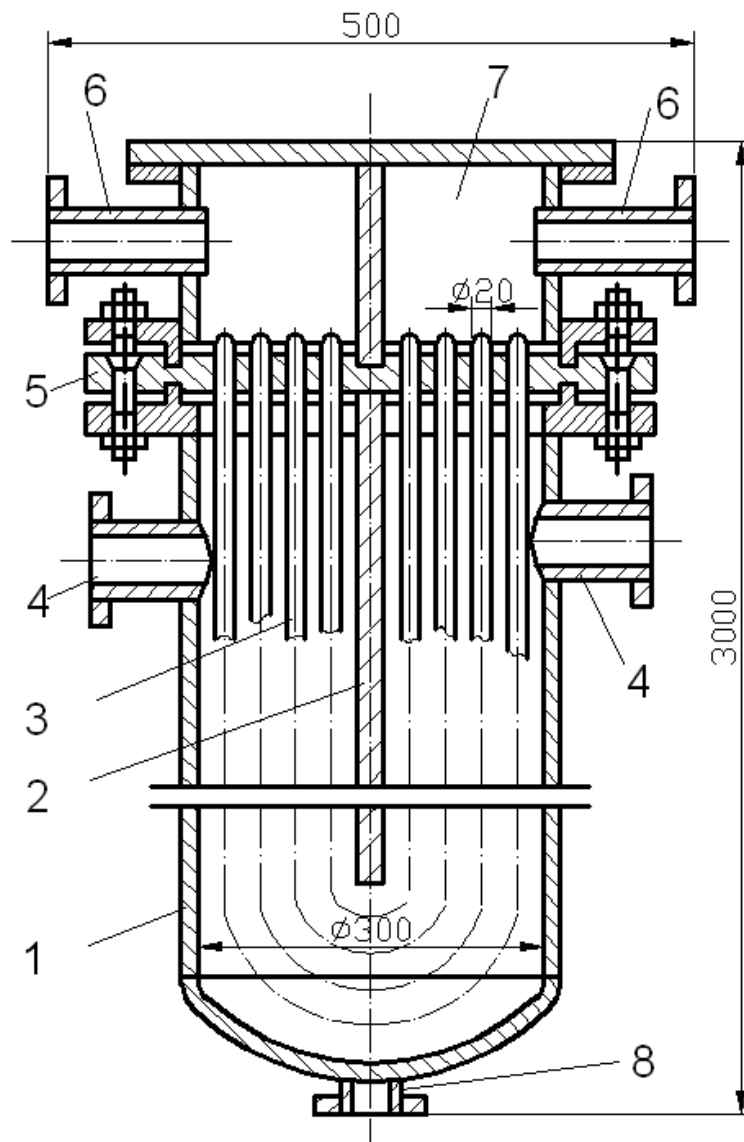


Рис.14. Апарат з U-подібними трубками:
 1 - кожух; 2 - перегородка; 3 - U-подібна теплообмінна трубка; 4 - патрубок для підведення гріючої пари; 5 - трубна решітка; 6 - патрубок для підведення і відведення продукту; 7 - продуктова камера; 8 - патрубок для відведення конденсату.

Розміщення отворів під труби на трубних решітках здійснюється за вказаними способами у відповідності до ГОСТ 13202-77 – для апаратів типу ТП, ГОСТ 13203-77 – для апаратів типу ТУ і ГОСТ 15118-79 – для апаратів типів ТН і ТК.

Кожухотрубні теплообмінники широко застосовуються в харчовій промисловості як випарні апарати. Принцип їх роботи полягає в тому, що трубний пучок нагріває рідину, а вода випаровується в паровому просторі. Для забезпечення ефективного випарювання використовують додаткове обладнання.

Апарати нежорсткої конструкції. Конструкція їх передбачає можливість компенсації різниці температурних подовжень трубок і корпусу. Вони діляться на апарати з U-подібними трубками, апарати з однією рухомою трубною решіткою, не скріпленою жорстко з кожухом, і апарати з сальниковим кріпленням трубок в решітках.

На рис. 14 показана схема двоходового теплообмінного апарату з U-подібними трубками. Апарати цього типу мають лише одну трубну решітку, що зменшує їх масу, трубчатка легко виймається – це полегшує чистку зовнішніх поверхонь трубок; відсутність сальникових ущільнень спрощує конструкцію і підвищує надійність апарату. Не дивлячись на те, що очищення внутрішніх поверхонь трубок та виготовлення трубчаток цих апаратів ускладнені, вони все ж таки застосовуються в промисловості.

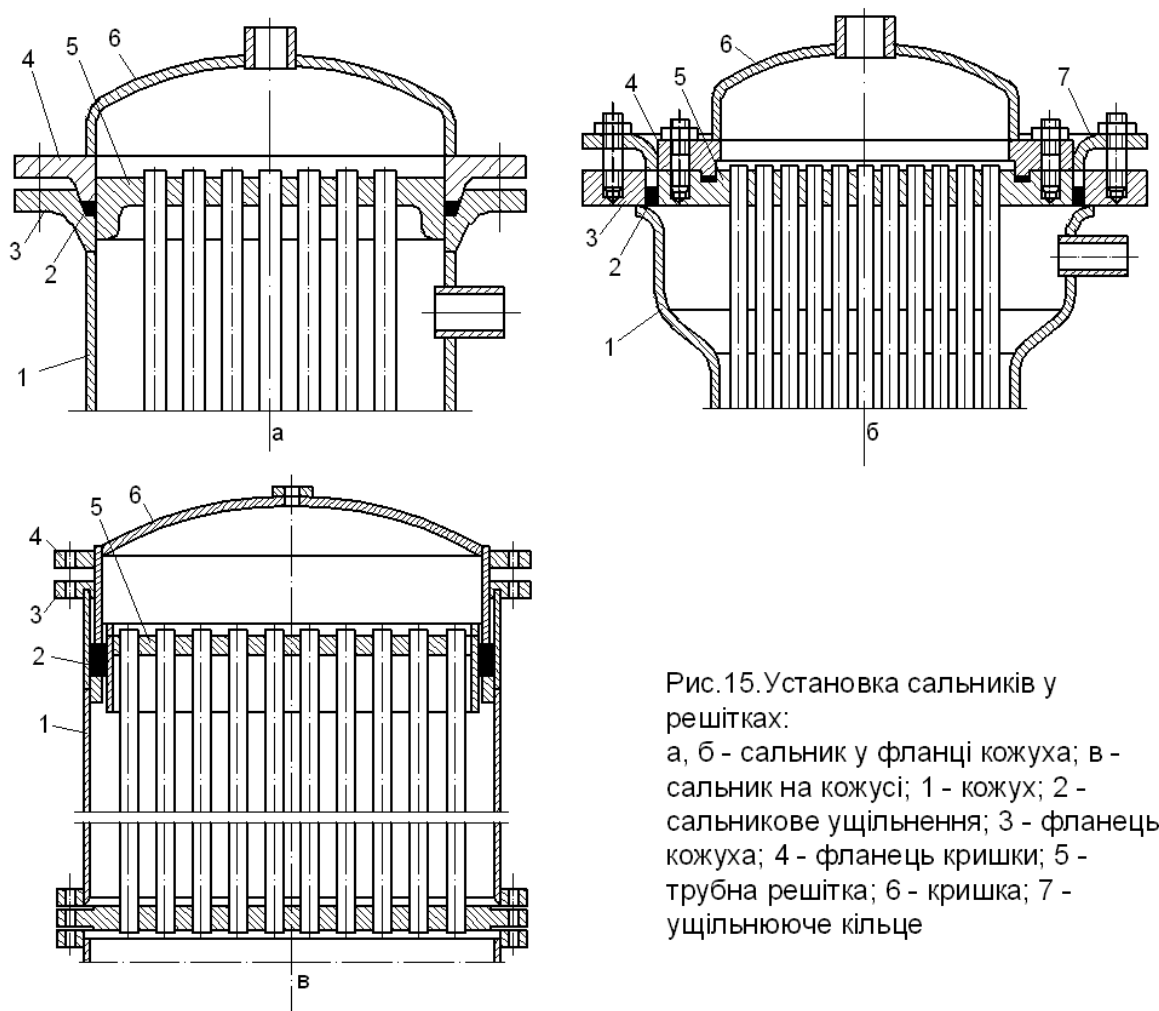


Рис.15. Установка сальників у решітках:
 а, б - сальник у фланці кожуха; в - сальник на кожусі; 1 - кожух; 2 - сальникове ущільнення; 3 - фланець кожуха; 4 - фланець кришки; 5 - трубна решітка; 6 - кришка; 7 - ущільнююче кільце

Конструкція рухомих трубних решіток може бути різноманітна. На рис. 15 дані схеми влаштування сальника в трубній решітці. Такий пристрій дозволяє підтягувати сальники під час роботи. Однак при великих діаметрах апаратів важко забезпечити необхідну непроникність ущільнення.

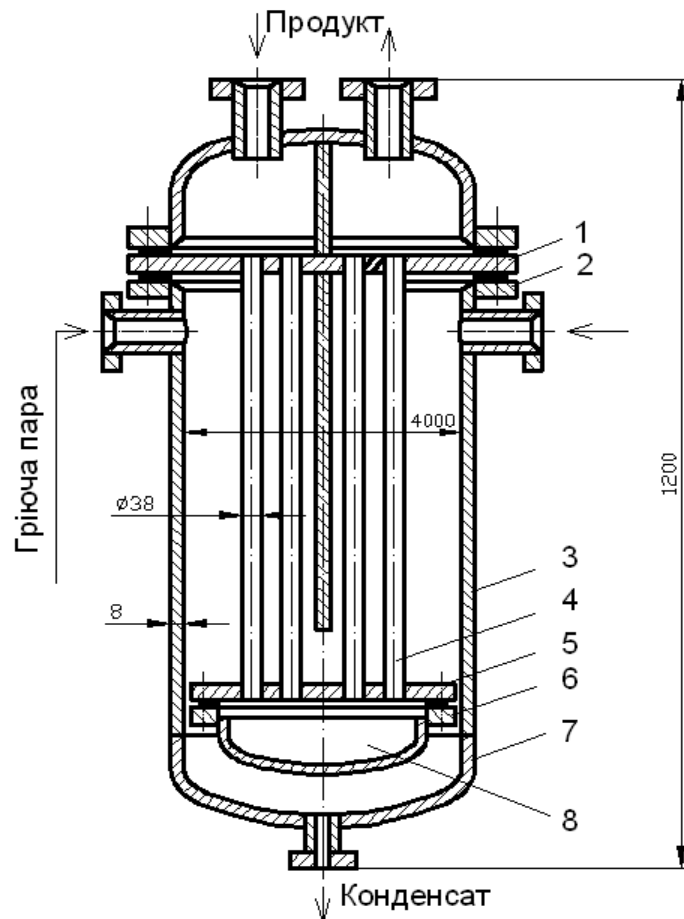


Рис.16. Трубчатка двоходового теплообмінника з нижньою плаваючою головкою закритого типу:
 1 - неподвижна трубна решітка, 2 - фланець кожуху,
 3 - кожух, 4 - трубка, 5 - фланець рухомої решітки, 6 - рухома трубна решітка, 7 - нижня решітка апарату,
 8 - нижня продуктова камера

Більш надійними є конструкції плаваючих головок, що являють собою рухому решітку з кришкою. На рис. 16 показана схема плаваючої головки закритого типу. Всередині кожуха 3 розміщена трубчатка 4 з нерухомою трубною решіткою 1, що затиснута у фланці 2 кожуха, і плаваючою решіткою 5, до якої за допомогою фланцю прикріплена кришка 6, що утворює продуктову камеру 8. При подовженні трубок головка трубної решітки вільно переміщується («плаває») в просторі нижньої кришки 7 апарату.

Одноходові апарати можуть мати плаваючу голівку і сальниковий компенсатор в патрубку для відведення продукту (рис. 17). Однак тут виникають труднощі в приєднанні патрубка до трубопроводу. Апарати з сальниковим ущільненням

працюють при невисоких тисках в міжтрубному просторі (не вище 0,25 МПа). Апарати з плаваючими головками закритого типу можуть працювати при тиску до 1,6 МПа.

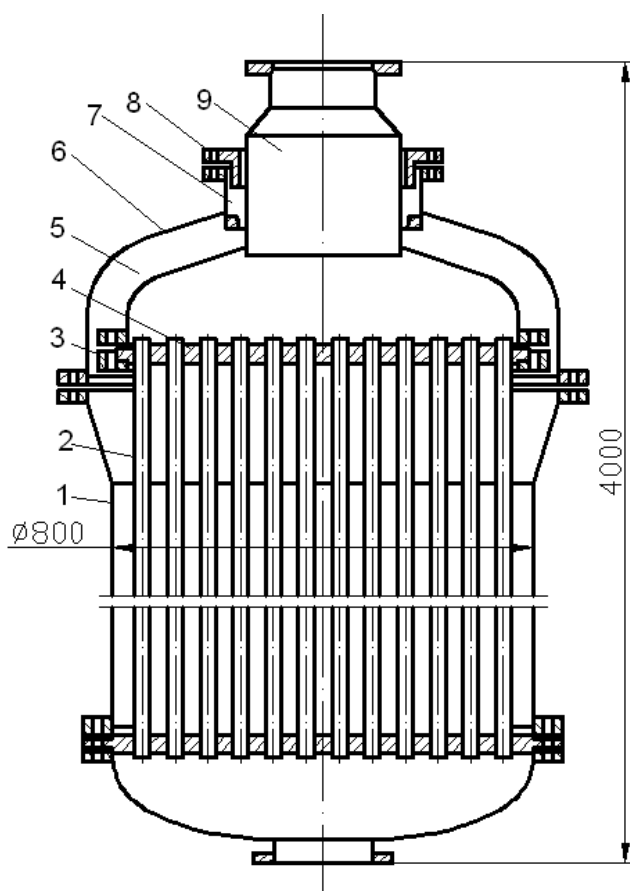


Рис.17. Трубочатка одноходового теплообмінника з сальниковим компенсатором в патрубку:
 1 - кожуш, 2 - трубка, 3 - фланець рухомої трубної решітки, 4 - рухома трубна решітка, 5 - кришка рухомої трубної решітки, 6 - кришка апарату, 7 - сальник, 8 - прижимний фланець, 9 - патрубок для відведення продукту

Апарати напівжорсткої конструкції (рис. 18). Мають спеціальні компенсатори температурних деформацій у вигляді однієї чи декількох кільцевих хвиль-лінз 1 на кожусі 2 чи пружної кільцевої пластинки, що з'єднує трубну решітку з фланцем кожуха. Лінзи виконуються штампованими чи з кільцевого тора зі щілиною, розрізаного і звареного за формою хвилі, чи у вигляді кільцевої пластини з привареними до неї відбортованими частинами корпусу. Одна лінза забезпечує невеликі компенсації

температурних деформацій (4 – 5 мм). В цілому лінзи можуть компенсувати деформації в межах 15 мм.

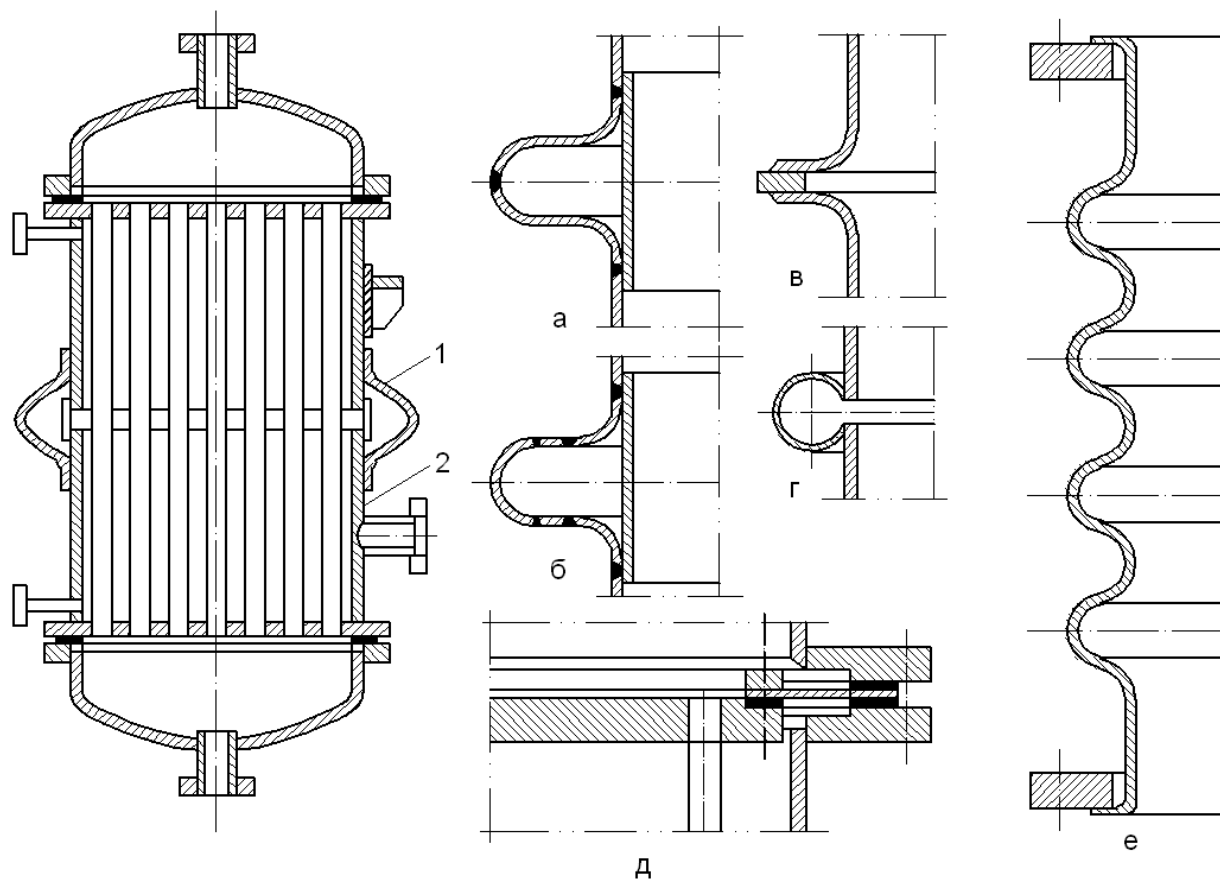


Рис. 18. Теплообмінний апарат напівжорсткої конструкції:
 а - лінза, зварена із двох штампованих частин; б - лінза, виготовлена із тора, розрізаного на три частини, і двох плоских кілець; в - плоске кільце, приварена до відбортованих частин кожуху, г - тор зі щілиною, приварений до кожуху; д - кільцевий мембранний компенсатор; е - багатохвильовий компенсатор ("гармошка"); 1 - лінза; 2 - кожух апарату

Елементні (секційні) теплообмінники

Секційний теплообмінник (рис.19) являє собою послідовне з'єднання декількох кожухотрубних секцій, кожна з яких містить невелику кількість нагрівальних трубок.

Розвиток елементних теплообмінників спрямований на збільшення швидкості руху робочих середовищ в міжтрубному просторі без застосування складних і громіздких перегородок, що ускладнюють експлуатацію обладнання.

Поєднання декількох елементів з малою кількістю трубок відповідає принципу багатоходового кожухотрубного апарату, що працює за найбільш вигідною системою протитоку. Елементні теплообмінники (рис. 19,а) ефективні в тому випадку, коли обидва теплоносії рухаються зі співрозмірними швидкостями без зміни агрегатного стану. Їх також доцільно використовувати, якщо робочі середовища знаходяться під високим тиском. Відсутність перегородок знижує гідравлічний опір і зменшує степінь забруднення між трубного простору. Елементні теплообмінники, хоча і дозволяють досягти високих коефіцієнтів теплопередачі, мають ряд недоліків, пов'язаних з їх конструкцією. Зокрема, вони менш компактні та дорожчі внаслідок збільшення кількості трубних решіток, фланців та інших елементів. Площа поверхні теплообміну однієї секції складає звичайно 0,75 – 30 м², кількість трубок – від 4 до 140.

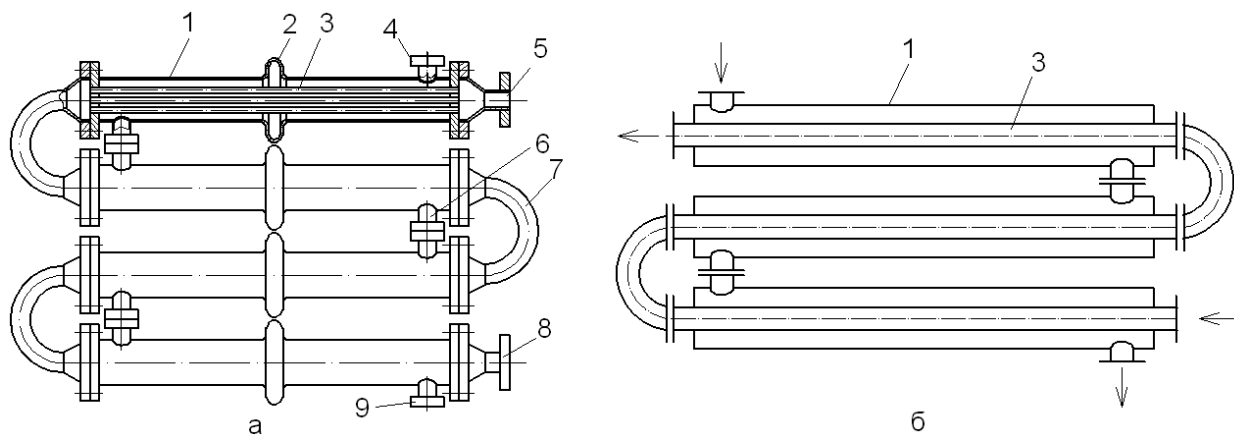


Рис.19. Схеми елементних апаратів:

1 - корпус, 2 - лінзовий компенсатор, 3 - трубчаті поверхні теплообміну, 4 - патрубок для підведення теплоносія в міжтрубний простір, 5 - патрубок для відведення теплоносія, що рухається всередині нагрівальних труб, 6 - патрубок для перепуску теплоносія в міжтрубний простір наступного елемента, 7 - патрубок для перепуску в наступний елемент теплоносія, що проходить всередині трубок, 8 - патрубок для введення теплоносія в трубки, 9 - патрубок для відведення теплоносія з міжтрубного простору

Теплообмінники "труба в трубі" являють собою теплообмінні апарати, в яких теплообмінні трубки розташовані концентрично одна в іншій. Залежно від технологічних вимог, такі апарати можуть бути виконані як з нероз'ємними з'єднаннями труб з кожухом (зварювання), так і з роз'ємними з'єднаннями (фланці). Крім того, теплообмінники "труба в трубі" можуть бути одно-, дво- або багатопоточними.

На рис. 19,б показана схема однопоточного нерозбірного теплообмінника типу "труба в трубі" передбачає послідовне з'єднання секцій, кожна з яких являє собою дві труби, вставлені одна в одну. Цей тип теплообмінників характеризується високою міцністю, простотою виготовлення та монтажу, але має недоліки, пов'язані з великою витратою матеріалу та ускладненням доступу для очищення міжтрубного простору. Основні характеристики однопоточних і двопоточних теплообмінників типу «труба в трубі» у відповідності до ГОСТ 9930 – 78 дані в таблиці 13.

Багатопоточні теплообмінники мають 3, 5, 7, 12 і 22 паралельних потоки при відповідній кількості труб в одному апараті – 6, 10, 14, 24 і 44. Площа поверхні теплообміну цих апаратів при довжині труб до 9 м складає від 3 до 66 м². Граничні умовні тиски теплоносіїв, що рухаються по внутрішній і зовнішній трубам, зазвичай не перевищують відповідно 4,0 і 1,6 МПа.

Таблиця 13

Основні характеристики однопоточних та двопоточних теплообмінників типу «труба в трубі»

Діаметр теплообмінних труб	Кількість паралельних потоків	Кількість труб в одному апараті	Площа поверхні теплообміну (в м ²) при довжині труб, м						Діаметр труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25x3	1	1	0,12	0,24	0,36	0,48	-	-	57x4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	-	-	
	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	-	-	

38x3,5	1	1	0,18	0,36	0,54	0,72	-	-	57x4
	1	2	0,36	0,72	1,08	1,44	-	-	76x4
	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88	-	-	89x5
48x4	1	1	0,23	0,45	0,68	0,90	-	-	76x4
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80	-	-	89x5
	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60	-	-	108x4
57x4	1	1	0,27	0,54	0,81	1,08	-	-	89x5
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16	-	-	108x4
	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32	-	-	
76x4	1	1	-	-	-	1,43	2,144,28	2,86	108x4
		2	-	-	2,14	2,86		-	133x4
89x5	1	1	-	-	-	1,68	2,52	3,36	133x4
		2	-	-	2,52	3,36	5,04	-	159x4,5
108x4	1	1	-	-	-	2,03	3,05	4,06	159x4,5
		2	-	-	3,05	4,06	6,10	-	219x6
133x4	1	1	-	-	-	2,50	3,75	5,0	219x6
		2	-	-	3,76	5,00	7,50	-	
159x4,5	1	1	-	-	-	3,00	4,50	6,0	219x6
		2	-	-	4,5	6,0	9,0	-	

Пластинчасті теплообмінники

Основна відмінність пластинчастого теплообмінника полягає в тому, що тепло передається через спеціальні пластини. Оскільки в харчовій промисловості часто утворюється накип, конструктори зробили такі теплообмінники розбірними, щоб полегшити очищення. Теплопередаюча стінка в них складається з окремих елементів, які легко з'єднати та роз'єднати.

Це супроводжувало розв'язання проблем, пов'язаних з ущільненням місць зімкнення і затягуванням всієї сукупності елементів, що забезпечувало потрібну щільність системи в цілому.

Основним елементом розбірної теплопередаючої стінки теплообмінника, разом з ущільнювачами та іншими деталями, традиційно вважається пластина. Хоча форми та профілі пластин можуть бути дуже різноманітними, а їх конструкція – складною, термін "пластина" залишається загальноприйнятим для позначення цього елемента.

Принцип роботи розбірного пластинчастого теплообмінника заснований на використанні пакета пластин, розташованих паралельно одна одній. Між робочими

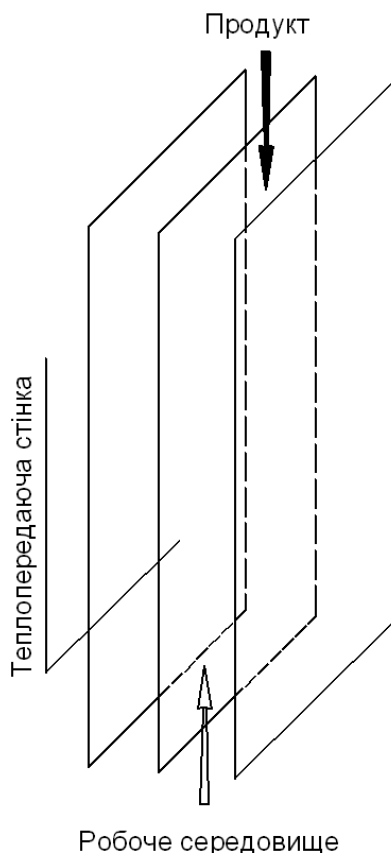


Рис.20. Елемент пластинчастого теплообмінника

поверхнями суміжних пластин утворюються тонкі канали, по яких циркулюють теплоносії, обмінюючись тепловою енергією. В найпростішому випадку пластина може бути плоскою і прямокутною, а теплообмінник може складатися з трьох пластин, що утворюють два канали, по одному з яких рухається рідкий продукт, а по іншому робоче середовище, що грає роль тепло- чи холодоносія (рис. 20).

На практиці, однак, число пластин в теплообміннику буває більшим, і рідини рухаються по декільком паралельним каналам відразу.

Для виявлення особливостей пластинчастих теплообмінників розглянемо найпростішу схему пластинчастого апарату (рис. 21).

Пластинчастий теплообмінник сучасного типу складається з групи теплообмінних пластин 1, підвішених на горизонтальних штангах 2, кінці яких тримаються в стійках 3 і 4. За

допомогою натискувальної плити 5 та гвинта 6 пластини в зібраному стані стиснуті в один пакет. На схемі для більш ясного зображення потоків рідин показані лише п'ять пластин в розімкнутому положенні. В дійсності пластини в робочому положенні щільно притиснуті одна до одної на гумових прокладках 7.

Кожна пластина має гумові прокладки двох призначень:

а) велике гумове кільце, що обмежує на лицьовій стороні пластини канал для відповідного потоку рідини і охоплює також два кутових отвори (з однієї сторони пластини чи по діагоналі) для підведення та відведення рідини;

б) малі гумові кільця, що ізолюють також два отвори і створюють транзитний прохід для іншого потоку рідини.

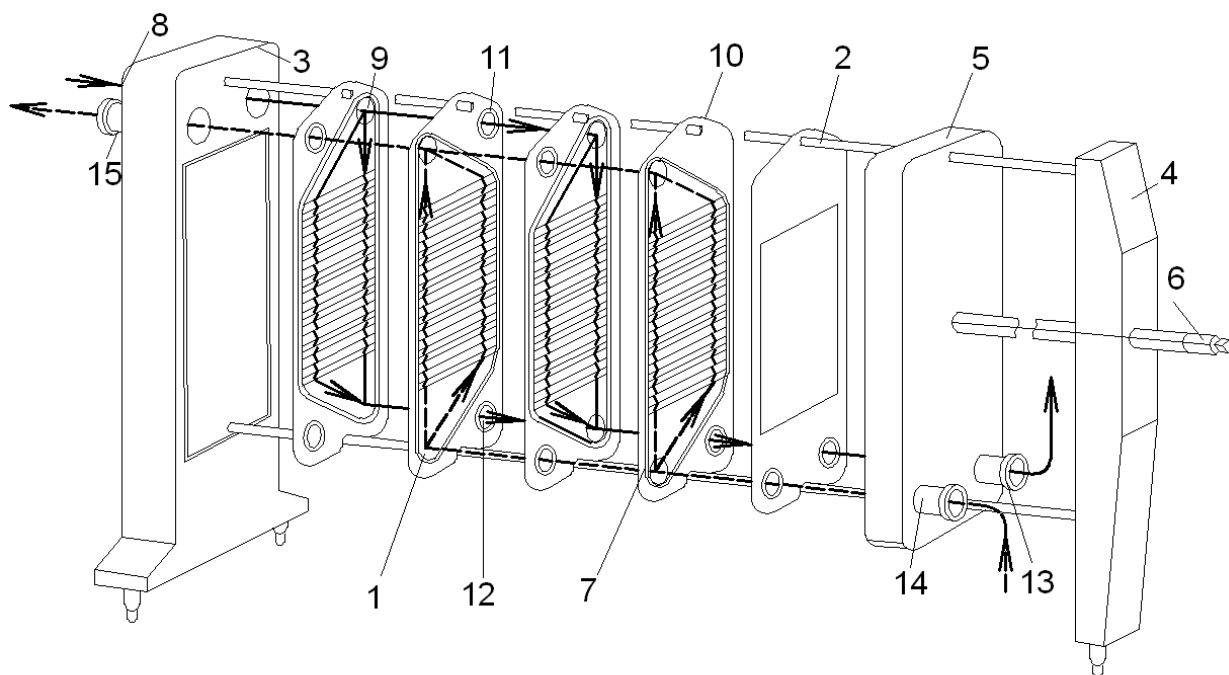


Рис.21. Схема пластинчастого апарату:

1 - теплообмінна пластина; 2 - штанга; 3 - передня стійка; 4 - задня стійка; 5 - затискувальна плита; 6 - гвинт; 7 - велика гумова прокладка; 8, 13, 14, 15 - штуцер; 9 - верхній кутовий отвір; 10 - гранична пластина; 11 - кільцева гумова прокладка; 12 - нижній кутовий отвір

Система ущільнюючих прокладок пластинчастого апарату побудована так, що після збирання і стискання пластин в апараті утворюються дві системи каналів: одна для нагрівної рідини, інша для теплоносія. Одна з цих систем складається з непарних каналів, між пластинами, а інша – з парних, завдяки чому потоки гріючої та нагрівної

рідин чергуються. Обидві системи каналів з'єднуються зі своїми штуцерами для входу і виходу рідин.

Шлях харчової рідини, що обробляється (продукту), позначений на схемі (рис. 21) суцільною лінією, а теплоносія – пунктиром. Продукт заходить в апарат через штуцер 8 і через верхній кутувий отвір 9 в першій зліва пластині потрапляє в повздовжній колектор, що утворений кутувими отворами пластин після їх збірки. По колектору продукт доходить до пластини 10, що має глухий кут (без отвору), і розподіляється по непарним каналам між пластинами, які з'єднуються з кутувим колектором, завдяки відповідному розміщенню гумових прокладок 7 і 11. При русі вниз в міжпластинному каналі продукт обтікає хвильову поверхню пластин, що обігриваються зі зворотного боку теплоносієм. Потім продукт виходить в повздовжній колектор, що утворений нижніми кутувими отворами 12, і виходить з апарату через штуцер 13.

Теплоносії рухається в апараті назустріч продукту. Він надходить в штуцер 14, проходить через нижній колектор, розподіляється по парним каналам і рухається по ним вгору. Через верхній колектор і штуцер 15 теплоносії виходить з апарату.

Умовна плоска схема руху рідин через теплообмінник, що відповідає цій перспективній схемі, показана на рис. 22.

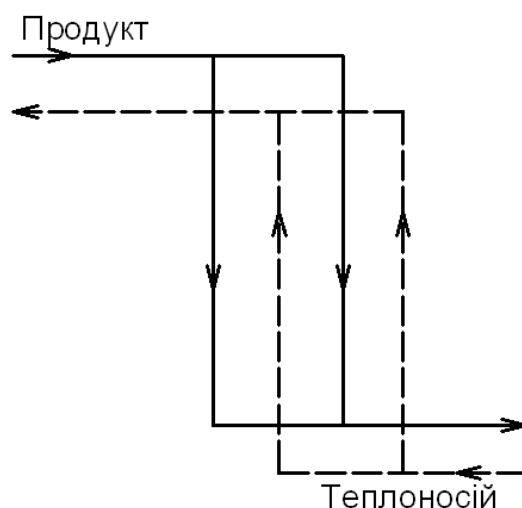


Рис.22. Умовна схема пластинчастого теплообмінника

Уже на основі загального принципу конструювання пластинчастого теплообмінника можна судити про деякі його особливості. Паралельне розміщення

плоских в цілому пластин з малими проміжками між ними дозволяє розмістити в просторі робочу поверхню теплообмінника найбільш компактно, що приводить до значного зменшення габаритів пластинчастого апарату порівняно з іншими типами рідинних теплообмінників.

Степінь компактності робочої зони теплообмінника може бути охарактеризована коефіцієнтом компактності β , який являє собою величину робочої поверхні, розміщеної в 1 м^3 простору:

$$\beta = \frac{F_p}{V_p}, \quad (49)$$

де F_p - робоча поверхня в м^2 ; V_p - об'єм робочої зони в м^3 .

Значення коефіцієнта компактності, отримане за цією формулою, буде теоретичним. В дійсності, в силу ряду причин (неповного ступеня омивання поверхні, наявності неминучих крайових частин, що знаходяться за межами робочої поверхні), його значення буде меншим. Дійсні коефіцієнти компактності для реальних пластинчастих апаратів досягають $200 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Ця цифра показує, що в пластинчастих апаратах досягається значно більше висока «густина» заповнення робочої зони тепло передаючими стінками, ніж в апаратах з іншою формою робочої поверхні.

Проведемо для прикладу порівняння коефіцієнтів компактності пластинчастого і трубчатого теплообмінників.

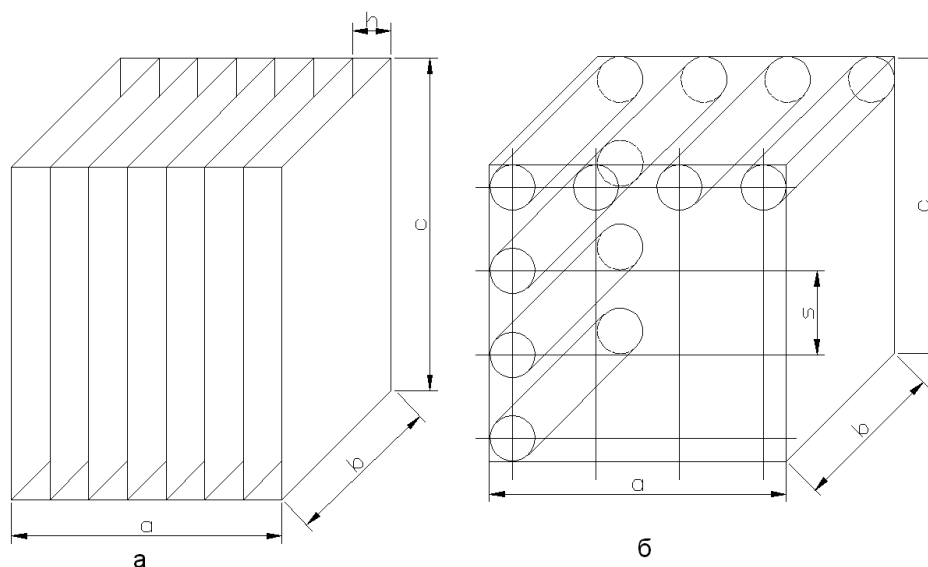


Рис.23. До порівняння пластинчастого і трубчатого теплообмінників:
а - схема розміщення пластин; б - схема розміщення трубок

Нехай в просторі в формі паралелепіпеда об'ємом V_p розміщена пластинчаста поверхня, що складається з z пластин, встановлених з інтервалом h (рис. 23, а). Об'єм простору дорівнює

$$V_p = abc, \quad (50)$$

де a, b, c – відповідно його ширина, довжина та висота.

В цьому об'ємі теоретично можна розмістити робочу поверхню, величина якої складе

$$F_p = bcz = bc \frac{a}{h}. \quad (51)$$

В такому випадку коефіцієнт компактності для пластинчастого апарату дорівнює

$$\beta_{\Pi} = \frac{F_p}{V_p} = \frac{1}{h}. \quad (52)$$

Якщо простір заповнений трубками діаметром d , то загальна величина поверхні буде залежати від числа вертикальних та горизонтальних рядів трубок (рис. 23, б).

Позначимо число горизонтальних і вертикальних рядів відповідно m і n .

Степінь щільності розміщення трубок обернено пропорційна величині кроку s . Останній залежить від ряду конструктивних і технологічних факторів і може бути різним, але для нас важлива його нижня межа, за яку можна в кращому на практиці випадку прийняти (для багатоходового трубчатого апарату)

$$s_{\min} = 1,5d. \quad (53)$$

Тоді

$$m = \frac{c}{1,5d} \quad (54)$$

$$n = \frac{a}{1,5d}. \quad (55)$$

В цьому випадку величина робочої поверхні

$$F_p = m n \pi d b = \frac{abc}{(1,5d)^2} \pi d. \quad (56)$$

Отже, коефіцієнт компактності трубчатого апарату в кращому випадку дорівнює

$$\beta_{\text{Тр}} = \frac{F_p}{V_p} = \frac{\pi d}{(1,5d)^2} \approx \frac{1,4}{d}. \quad (57)$$

Таким чином, відношення коефіцієнтів β для пластинчастого і трубчатого апаратів буде дорівнювати

$$\frac{\beta_{\text{п}}}{\beta_{\text{тр}}} = \frac{d}{1,4h}. \quad (58)$$

Це відношення показує, що пластинчастий і трубчатий апарати можуть бути співставні у відношенні компактності лише при дуже малих діаметрах трубок (порядку 5 – 10 мм). Так як конструктивно такі трубчасті апарати складні у виготовленні і незручні для очищення робочих поверхонь, застосування їх в харчовій промисловості малоймовірно.

Зазвичай для таких трубчатих апаратів використовуються труби діаметром не менше 36 мм, чому відповідає коефіцієнт компактності трубчатого апарату $\beta_{\text{тр}} \approx 39 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Приймавши, що типова величина кроку розміщення пластин дорівнює 4 мм, отримаємо, що практично співвідношення коефіцієнтів компактності пластинчастого і трубчатого апаратів складе

$$\frac{\beta_{\text{п}}}{\beta_{\text{тр}}} = \frac{36}{1,4 \cdot 4} \approx 6,4. \quad (59)$$

Це означає, що для побудови трубчатих апаратів тих же габаритів робочої зони і для того ж теплового навантаження, необхідно збільшити в них температурні напори, або коефіцієнти теплопередачі, порівняно з пластинчастими в 6,4 рази.

Збільшення температурного напору при нагріванні рідких харчових продуктів зазвичай не бажане.

Коефіцієнти теплопередачі для сучасного пластинчастого апарату при помірній швидкості потоку досягають на практиці 3500 – 4000 Вт/(м²·К). Тому для вирівнювання коефіцієнтів компактності пластинчастих і трубчатих апаратів необхідно збільшити коефіцієнти теплопередачі в останніх до 22500 – 25600 Вт/(м²·К), що практично неможливо.

Досвід експлуатації підтверджує, що пластинчасті теплообмінники, особливо великої продуктивності, мають менші габарити порівняно з іншими типами теплообмінного обладнання.

Попереднє порівняння не врахувало всіх особливостей конструкції та роботи різних типів теплообмінників. Насправді, трубчасті, змієвикові та інші апарати займають більше місця, ніж пластинчасті, через додаткові елементи та необхідні умови експлуатації.

Як показує схема (рис. 21), Процес розбирання пластинчастого теплообмінника є досить простим і полягає у від'єднанні натискної плити та вилученні пластин з пакета. Це дозволяє провести ретельний огляд та очищення всіх елементів теплообмінника.

Пластинчасті теплообмінники мають модульну конструкцію, що дозволяє легко змінювати їхню продуктивність шляхом додавання або видалення пластин. Це робить їх універсальними та пристосованими до різних умов експлуатації. Він допускає вільне внесення різноманітних коректувань в схему руху потоків, дозволяє зосереджувати на одній станині теплообмінні секції різного призначення для виконання в одному апараті всього комплексу операцій теплової обробки рідкого харчового продукту і навіть одночасної роздільної обробки декількох продуктів при різних режимах.

Можливість у випадку необхідності перебудувати апарат особливо важлива в сучасних виробництвах, в яких пристосованість до умов, що швидко змінюються, є дуже важливим фактором.

Гнучка конструкція пластинчастих теплообмінників дозволяє створювати різноманітні схеми руху рідин, що дає змогу оптимізувати роботу апарата під конкретні умови та досягти високої продуктивності при мінімальних габаритах.

Пластини сучасних пластинчастих теплообмінників оснащені на поверхні різними елементами, що викликають штучну турбулізацію потоку, з метою підвищення ефективності теплопередачі. Завдяки цьому у відношенні коефіцієнтів тепловіддачі вони значно перевищують трубчаті і змієвикові теплообмінники при однакових затратах енергії на проштовхування рідини через апарат. Пластинчасті теплообмінники є оптимальним вибором для теплової обробки продуктів з високою в'язкістю, оскільки повільний рух рідини забезпечує рівномірний теплообмін і запобігає утворенню опадів.

Пластинчасті апарати з їх вузькими каналами дають можливість обробки продуктів в тонкому шарі при швидкому русі теплоносія та при малих температурних напорах (до 1,5 – 2 °C), що обумовлюють «м'який» обігрів, що попереджує швидке пригорання продукту чи його коагуляцію.

Пластинчасті теплообмінники добре поєднуються з сучасними засобами автоматизації контролю та регулювання технологічних процесів.

Однак Одним з основних обмежень застосування пластинчастих теплообмінників є використання великої кількості ущільнювачів. Зношування прокладок з часом може призвести до зниження ефективності теплообміну та витоку робочих середовищ.

Таким чином, при експлуатації таких апаратів виробничому персоналу доведеться мати діло з ущільнюючою системою, що включає біля 600 прокладок загальною довжиною 400 – 900 м.

Прокладки в роботі регулярно зношуються і періодично вимагають заміни, яка являє собою досить трудомісткий процес.

Крім того, гумові прокладки з харчової гуми не володіють високою термічною стійкістю, тому навіть кращі пластинчасті теплообмінники в даний час не можуть застосовуватися при температурах теплоносіїв вище 140 °С.

Прийнята система ущільнення обмежує і величину допустимих тисків. Звичайні пластинчасті апарати працюють в діапазоні тисків від 1 до 6 атм. При необхідності роботи в умовах більших тисків потрібні підсилені конструкції, однак і для них верхня межа тиску поки не перевищує 12 атм.

Хоча приведені значення тисків достатньо високі і покривають багато потреб виробництва, на практиці цей недолік пластинчастих апаратів усугубляється тим, що велика протяжність ліній ущільнення створює підвищену ймовірність порушення щільності в окремих місцях.

Якщо апарат використовують для обробки продуктів, які допускають невеликий тимчасовий витік, такі явища не тягнуть за собою важких наслідків. Інакше йде справа при застосуванні середовищ, для яких будь-який помітний витік зовсім недопустимий (наприклад, рідкий аміак).

Розрахунок схеми теплоенерговикористання цукрового заводу

1. Вихідні дані для розрахунку.

1. Продуктивність заводу $A=6$ тисяч тонн буряків на добу, дигестія цукрових буряків $D=16,5\%$.

2. Дифузійна установка – похила шнекова (ПШ).

3. Величина відкачки дифузійного соку $S_{\text{відк}} = 110\%$ (1100 кг/т).

4. Схема очистки дифузійного соку – з прогресивною попередньою дефекацією та холодно-гарячою основною дефекацією з поверненням на попередню дефекацію 75 кг/т суспензії соку 2 сатурації з температурою 85°C.

5. Випарна установка 5-ти корпусна з підвищеним температурним режимом з 3о корпусом, вторинна пара якого надходить в вакуум-апарат I продукту.

5.1 Випарні апарати – однопрохідні з гравітаційно стікаючою плівкою розчину.

5.2 Режим роботи випарної установки майже безнакипний.

Коефіцієнт використання поверхні нагріву для всіх корпусів – 0.8.

5.3 Регулювання продуктивності випарної установки повинно здійснюватися без істотного надходження пари в барометричний конденсатор (що забезпечується відповідною системою регулювання продуктивності ВУ за допомогою парострумінного ПК чи механічного МК компресорів або між корпусних перепусків).

6. Концентрація сиропу після випарної установки 72%.

7. Для живлення дифузійного апарата використати жомопресову воду і конденсат. Жомопресова вода після пресів глибокого віджиму ($CP_{\text{жому пресов}} = 30\%$), без термічної обробки, з температурою 64°C, повертається безпосередньо в апарат.

8. В технологічній схемі ТЕЦ експлуатуються деаератори атмосферного тиску з робочою температурою 104 °C.

9. Відведення конденсатів з тепловикористовуючих установок здійснити в збірники. В конденсатній схемі передбачити каскадне охолодження конденсату, що повертається в ТЕЦ, до температури ~100°C.

10. В теплотехнологічній схемі заводу використати теплоту вторинних енергоресурсів, а саме:

- теплоту пари вакуум-апаратів для нагрівання defeкованого соку перед основною гарячою defeкацією до 54°C (підігрівники I групи);

- теплоту конденсатів з останніх корпусів ВУ для нагрівання defeкованого соку перед основною гарячою defeкацією від 54 до 80 °С.

Крім того, для живлення дифузійного апарату використати конденсат з температурою 70°C, в зв'язку з чим відпадає необхідність нагрівання такої ж кількості барометричної води.

11. В продуктовому цеху реалізувати трьохпродуктову схему уварювання утфелів I, II, III кристалізації.

2 Приймаємо температурний режим на ВУ.

Умовам пункту 5 вихідних даних для розрахунку відповідає випарна установка, температурний режим якої наведено в таблиці 14.

Таблица 14

Таблица температурного режиму на ВУ

№ корпусів ВУ	Температура граючої пари $t_{гр.п.,}$ °C	Корисна різниця температур $\Delta t_{кор.,}$ °C	Температура кипіння розчину $t_{кип.,}$ °C	Депресія $\Delta,$ °C	Температура вторинної пари $t_{втор.,}$ °C	Міжкорпусні втрати $\Delta t_{втр.,}$ °C	Розрахункова температура вторинної пари біля споживача, °C	Ентальпія вторинної пари біля споживача $h_{вт.п.,}$ кДж/кг	Температура конденсату вторинної пари $t_{кон.,}$ °C	Ентальпія конденсату вторинної пари $h_{кон.,}$ кДж/кг	Теплота, що виділяється
1	138	6	132	0.3	131.7	1	129	2719.3	126	529.2	2190.1
2	130.7	6	124.7	0.5	124.2	1	121	2708.1	118	495.2	2212.9
3	123.2	6	117.2	1.4	115.8	1	113	2696.3	110	461.3	2235.0
3	123.2	6	117.2	0.2	117.0	-	114	2697.8	111	465.6	2232.2
4	114.8	7	107.8	2.7	105.1	1	102	2679.5	99	414.9	2264.6
5	104.1	7	97.1	4.5	92.6	-	90	2660.3	87	364.3	2296.0

3 Визначаємо кількість напівпродуктів на станціях заводу

1. Дифузійний сік

$$S_{\text{відк}} = 1100 \text{ кг/т (110\% до маси буряків).}$$

2. Сік після попередньої дефекації дифузійного соку

$$S_{\text{деф}}^{\text{поп}} = S_{\text{відк}} + S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} + S_{\text{alignлсусп}}^{\text{IIсатур}}_{\text{пов}} = 1100 + 13 + 75 =$$

1188 кг/т,

де $S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} = 13 \text{ кг/т}$ - вапнякове молоко на переддефекацію, його температура 40°C ,

$S_{\text{alignлсусп}}^{\text{IIсатур}}_{\text{пов}} = 75 \text{ кг/т}$ - повернення на переддефекацію згущеної суспензії соку II сатурації, її температура 85°C .

Температура соку перед підігрівником

$$t_{c'} =$$

$$S_{\text{відк}} \cdot t_{\text{відк}} \cdot c_c + S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} \cdot t_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} \cdot c_{\text{мол}} + S_{\text{alignлсусп}}^{\text{IIсатур}}_{\text{пов}} \cdot$$

$$t_{\text{alignлсусп}}^{\text{IIсатур}}_{\text{пов}} \cdot c_{\text{сусп}} \frac{(S_{\text{відк}} + S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}}) \cdot c_{\text{соку}} + S_{\text{alignлсусп}}^{\text{IIсатур}}_{\text{пов}} \cdot c_{\text{соку}}}{(1100 + 13 + 75) \cdot 3,77} =$$

$$= \frac{1100 \cdot 30 \cdot 3,77 + 13 \cdot 40 \cdot 4,19 + 75 \cdot 85 \cdot 3,77}{(1100 + 13 + 75) \cdot 3,77} = 33,6^\circ\text{C}$$

Цей сік нагрівається після основної холодної дефекації до 90°C .

3. Дефекований сік на I сатурацію

$$S_{\text{деф}} = S_{\text{деф}}^{\text{поп}} + S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} = 1188 + 74 = 1262 \text{ кг/т,}$$

де $S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} = 74 \text{ кг/т}$ - кількість вапнякового молока, що надходить на основну дефекацію.

4. Сік I сатурації на підігрівники перед фільтрацією

$$S_{\text{ис.н.}} = S_{\text{деф}} - S_{\text{втрат}}^{\text{Iс}} = 1262 - 15 = 1247 \text{ кг/т,}$$

де $S_{\text{втрат}}^{\text{Iс}} = 15 \text{ кг/т}$ - втрати в процесі I сатурації.

Цей сік нагрівається від температури 84°C (за рахунок меншої кількості вапнякового молока і зменшення втрат теплоти завдяки якійсній ізоляції сік охолоджується до 84°C а не 82°C) до 90°C .

5. Сік I сатурації фільтрований на підігрівники перед II сатурацією

$$S_{\text{ис.ф.}}^{\text{під}} = S_{\text{ис.н.}} - S_{\text{втрат}}^{\text{фільтр}} + S_{\text{промивки}} + S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} // = 1247 + 87 + 29,1 =$$

1363,1 кг/т,

де $(-S_{\text{втрат}}^{\text{фільтр}} + S_{\text{промивки}}) \approx 87 \text{ кг/т}$ - промивні води після вакуум-фільтрів та втрати з фільтратом;

$S_{\text{alignлвапн}}^{\text{мол}} // = 29,1 \text{ кг/т}$ - вапнякове молоко на дефекацію перед II сатурацією.

Цей сік нагрівається від 85 до 95°C .

6. Не фільтрований сік на виході з апарату II сатурації

$$S_{\text{ис.н.}} = S_{\text{ис.ф.}}^{\text{під}} - S_{\text{втрат}}^{\text{IIсатур}} = 1363,1 - 38,1 = 1325 \text{ кг/т,}$$

де $S_{\text{втрат}}^{\text{IIсатур}} = 38,1 \text{ кг/т}$ - втрати з газами, що надходять в сатуратор.

7. Кількість фільтрованого соку II сатурації

$$S_{\text{Пс}}^{\text{фільтр}} = S_{\text{Пс.н.}} + S_{\text{зМ}}^{\text{Пс}} - S_{\text{фільтр}}^{\text{втрат}} - S_{\text{пов}}^{\text{alignлсусп}}^{\text{Псат}} = 1325 + 35 - 15 - 75 =$$

1270 кг/т,

де $S_{\text{фільтр}}^{\text{втрат}} = 15$ кг/т - втрати в процесі фільтрації з фільтратом;

$S_{\text{зМ}}^{\text{Пс}} = 35$ кг/т - кількість зливів, що одержують в процесі фільтрації;

$S_{\text{пов}}^{\text{alignлсусп}}^{\text{Псат}} = 75$ кг/т - суспензія соку II сатурації, що повертається на попередню дефекацію.

8. Кількість фільтрованого соку II сатурації, що відбирається на клерування жовтого цукру II продукту визначається з рівняння

$$S_{\text{Псат}}^{\text{клер}} = \frac{1023,7 - 10,5 \cdot \text{CP}_{\text{сир}}}{\text{CP}_{\text{сир}} - \text{CP}_{\text{ПВУ}}} 10, \text{ кг/т.}$$

Величина $\text{CP}_{\text{сир}} = 72\%$ задана, а $\text{CP}_{\text{ПВУ}}$ знаходять за формулою

$$\text{CP}_{\text{ПВУ}} = \frac{(D+0,5) \cdot 1000}{S_{\text{ПВУ}}} = \frac{(16,5+0,5) \cdot 1000}{S_{\text{Пс}}^{\text{фільтр}} - S_{\text{Псат}}^{\text{клер}}}.$$

$$\text{Тоді } S_{\text{Псат}}^{\text{клер}} = \frac{1023,7 - 10,5 \cdot 72}{72 - \frac{(16,5+0,5) \cdot 1000}{1270 - S_{\text{Псат}}^{\text{клер}}}} 10, \text{ кг/т.}$$

Розв'язавши квадратне рівняння відносно $S_{\text{Псат}}^{\text{клер}}$ одержимо, що

$$S_{\text{Псат}}^{\text{клер}} = 46 \text{ кг/т.}$$

Концентрація соку перед ВУ

$$\text{CP}_{\text{ПВУ}} = \frac{17 \cdot 1000}{1270 - 46} = 13,9\%.$$

9. Кількість соку, що надходить на ВУ

$$S_{\text{ПВУ}} = S_{\text{Псат}}^{\text{фільтр}} - S_{\text{Псат}}^{\text{клер}} = 1270 - 46 = 1224 \text{ кг/т.}$$

10. Кількість сиропу після ВУ

$$S_{\text{сир}} = \frac{S_{\text{ПВУ}} \cdot \text{CP}_{\text{ПВУ}}}{\text{CP}_{\text{сир}}} = \frac{1224 \cdot 13,9}{72} = 236,3 \text{ кг/т.}$$

11. Кількість клеровки

$$S_{\text{кл}} = S_{\text{цП}} + S_{\text{ац}} + S_{\text{Псат}}^{\text{клер}} = 67 + 38 + 46 = 151 \text{ кг/т,}$$

де $S_{\text{цП}} = 67$ кг/т - цукор II кристалізації;

$S_{\text{ац}} = 38$ кг/т - афінований цукор.

12. Кількість сиропу з клеровкою

$$S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}} = 236,3 + 151 = 387,3 \text{ кг/т.}$$

13. Утфель I кристалізації

$$S_{\text{ут I кр}} = \frac{(S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}}) \cdot \text{CP}_{\text{сир}}}{\text{CP}_{\text{ут I кр}}} = \frac{(236,3 + 151) \cdot 72}{92} = 303 \text{ кг/т.}$$

Складаємо таблицю кількості напівпродуктів та продуктів цукрового виробництва, в тому числі тих, які підлягають тепловій обробці згідно теплотехнологічної схеми заводу на підставі вихідних даних та розрахунків.

Таблиця 15

№ № п./п	Назва напівпродуктів і продуктів	Позначення	Кількість кг/т	Концентрація %
1.	Попередньо дефекований сік перед основною гарячою дефекацією, нагрівається від t_c до 90 °С	$S_{\text{деф}}^{\text{поп}}$	1188	
2.	Не фільтрований сік I сатурації, нагрівається від 84 до 90 °С	$S_{\text{Iс.н.}}$	1247	
3.	Сік I сатурації фільтрований перед II сатурацією, від 85 до 95 °С	$S_{\text{Iс.ф.}}^{\text{під}}$	1363,1	
4.	Сульфітований і фільтрований сік II сатурації на концентрування у випарній установці (ВУ), нагрівання від 90 до 117.2 °С	$S_{\text{ПВУ}}$	1224	13,9
5.	Сік після 3о-корпусу перед I корпусом ВУ, нагрівання від 116.2 до 132°С		1121,4	15,2
6.	Кількість сиропу після ВУ	$S_{\text{сир}}$	236,3	72
7.	Кількість клеровки	$S_{\text{кл}}$	151	72
8.	Кількість сиропу з клеровкою.	$S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}}$	387,3	72
9.	Утфель I кристалізації	$S_{\text{ут. I кр.}}$	303	92
10.	Перший відтік утфелю I кристалізації	$S_{\text{ут I кр}}^{\text{відт 1}}$	125	68,7

11.	Другий відтік утфелю I кристалізації	$S_{ут I кр}^{відт 2}$	60	67,6
12.	Частина першого відтоку утфелю I кристалізації на афінацію цукру III кристалізації	$(S_{ут I кр}^{відт 1})_{аф}$	13	68,7
13.	Цукор-пісок (білий)	$S_{цукру}$	134	99,85
14.	Утфель II кристалізації	$S_{ц II кр}$	141	93
15.	Загальний відтік утфелю II кристалізації	$S_{ут II кр}^{відт}$	81	87,3
16.	Цукор II кристалізації (жовтий)	$S_{ц II кр}$	67	97,6
17.	Утфель III кристалізації	$S_{ут III кр}$	81	93,5
18.	Цукор III кристалізації	$S_{ц III кр}$	38	96,4
19.	Меяса	$S_{мел}$	45	82
20.	Афінаційний утфель	$S_{аф.ут.}$	51	90
21.	Афінаційний відтік	$S_{аф}^{відт}$	14	78,9
22.	Афінований цукор	$S_{ц.аф.}$	38	97,3

1. Тепловий розрахунок дифузійної установки.

Вихідні дані:

кількість бурякової стружки $S_{стр} = 1000$ кг/т (100 %);

дигестія бурякової стружки $Dг = 16,5$ %;

відкачка дифузійного соку $S_{від} = 1100$ кг/т (116 %);

вміст сухих речовин жому до пресування $CP_{ж} = 7,5$ %;

вміст сухих речовин жому після пресування $CP_{ж.пр} = 30 \%$;

температура стружки $t_{стр} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура конденсату $t_{кон.} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура жомопресової води $t_{ж.в} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$;

середня температура в дифапараті $t_{диф} = 72 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура дифузійного соку $t_{відк} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;

коефіцієнт, що враховує теплові втрати в межах дифузійної установки $\eta = 0,93$;

вміст м'якоті в буряку $S_M = 50 \text{ кг/т (5\%)}$;

чистота дифузійного соку $\chi_{д.с.} = 86\%$;

втрати цукру в жомі $X_1 = 0,32\%$ до маси буряку;

кількість не цукристих речовин, що залишилися в жомі, $a_d = 20\%$;

Розрахунок

1. Вміст розчинних нецукрів у нормальному соку буряку

$$НЦ_0 = \frac{(Дг - X_1)(100 - \chi_{д.с.})}{(100 - a_d) \cdot \chi_{д.с.}} = \frac{(16,5 - 0,32)(100 - 86)}{(100 - 20) \cdot 86} \cdot 100 = 3,29\%.$$

2. Вихід жому з дифузійного апарата

$$S_{ж.пр.} = \frac{100 \cdot (S_M + X_1 + a_d \cdot НЦ_0)}{CP_{ж.пр.}} = \frac{100 \cdot (5 + 0,32 + 0,2 \cdot 3,29)}{7,5} = 79,7\% = 797 \text{ кг/т.}$$

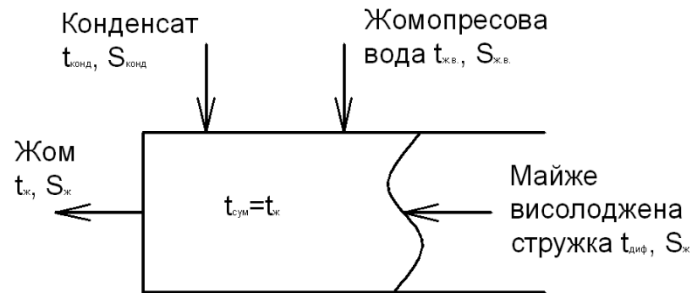
3. Кількість жомопресової води після пресування жому

$$S_{ж.в.} = S_{ж.} \cdot \frac{(CP_{ж.пр.} - CP_{ж.})}{CP_{ж.пр.}} = 797 \cdot \frac{(30 - 7,5)}{30} = 598 \text{ кг/т.}$$

4. Кількість конденсату, необхідного для живлення дифузії

$$S_{жив} = S_{відк} + S_{ж.} - S_{стр} - S_{ж.в.} = 1100 + 797 - 1000 - 598 = 299 \text{ кг/т.}$$

5. Визначаємо з рівняння теплового балансу хвостової частини похилого шнекового дифузійного апарату температуру жому, що виходить з апарату



$$S_{ж}c_{ж}t_{диф} + S_{ж.в}t_{ж.в}c_{ж.в} + S_{конд}t_{конд}c_{конд} = (S_{ж} + S_{ж.в} + S_{конд})c_{сум}t_{жому}$$

Звідси

$$t_{жому} = \frac{S_{ж}c_{ж}t_{диф} + S_{ж.в}t_{ж.в}c_{ж.в} + S_{конд}t_{конд}c_{конд}}{(S_{ж} + S_{ж.в} + S_{конд})c_{сум}} =$$

$$= \frac{797 \cdot 72 \cdot 4,19 + 598 \cdot 64 \cdot 4,19 + 299 \cdot 70 \cdot 4,19}{(797 + 598 + 299) \cdot 4,19} = 68,8^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо витрату теплоти в парові камери дифузійної установки з теплового балансу всього апарату

$$Q_{диф} = S_{ж}c_{ж}t_{ж} + S_{відк}t_{відк}c_{відк} + Q_{втрат} - (S_{стр}t_{стр}c_{стр} + S_{конд}t_{конд}c_{конд} + S_{ж.в}t_{ж.в}c_{ж.в})$$

З урахуванням того, що згідно вихідних даних $Q_{втрат} = 0,07Q_{диф}$

$$0,93 \cdot Q_{диф} = 1100 \cdot 30 \cdot 3,77 + 797 \cdot 68,8 \cdot 4,19 - (1000 \cdot 10 \cdot 3,77 + 299 \cdot 70 \cdot 4,19 + 598 \cdot 64 \cdot 4,19) =$$

$$= 66435 \text{ кДж/т}$$

$$Q_{диф} = 71435 \text{ кДж/т}$$

Примітка: Якщо температура бурякової стружки дорівнюватиме 15°C , то

$$Q_{диф} = 50414 \text{ кДж/т, а при } t_{стр} = 0^{\circ}\text{C } Q_{диф} = 111220 \text{ кДж/т.}$$

5. Визначаємо витрату теплоти і пари на підігрівники, вакуум-апарати та інші споживачі.

5.1 У відповідності з вихідними даними нагрівання соку після попередньої дефекації перед основною гарячою дефекацією здійснюємо від початкової температури $t'_c=33.6\text{ }^\circ\text{C}$ до $90\text{ }^\circ\text{C}$. Оскільки вихідними даними передбачена необхідність використання теплоти конденсатів останніх корпусів, нагрівання соку перед основною гарячою дефекацією організуємо в 3-х групах підігрівників такими теплоносіями:

I група – від $33.6\text{ }^\circ\text{C}$ до $54\text{ }^\circ\text{C}$ – вторинною парою вакуум-апаратів;

II група – від $54\text{ }^\circ\text{C}$ до $80\text{ }^\circ\text{C}$ – конденсатом останніх корпусів ВУ;

III група – від $80\text{ }^\circ\text{C}$ до $90\text{ }^\circ\text{C}$ – вторинною парою передостаннього корпусу ВУ.

5.2. Нагрівання соку перед II сатурацією від від $85\text{ }^\circ\text{C}$ до $95\text{ }^\circ\text{C}$ реалізуємо в підігрівниках однієї групи. Як теплоносій для підігрівника використовуємо вторинну пару IV корпусу ВУ.

5.3. Сік після 3о-корпусу перед I корпусом ВУ нагріваємо від $116,2$ до $132\text{ }^\circ\text{C}$ в двох групах підігрівників:

I група – від $116,2$ до $123\text{ }^\circ\text{C}$ – вторинною парою I корпусу;

II група – від 123 до $132\text{ }^\circ\text{C}$ – відпрацьованою парою.

З урахуванням зазначеного в пунктах 5.1-5.3 складаємо таблицю розрахунку витрати тепла і пари на нагрівання напівпродуктів.

Таблиця 16

Витрата тепла і пари на нагрівання напівпродуктів

№№ п.п.	Споживачі теплоти	Кількість середовища, що нагрівається, кг/т	Нагрівання °С		Теплоємність, кДж/кг.К	Теплоносії	Питома витрата теплоти, кДж/кг	Тепло, що віддає 1 кг пари, кДж/кг	Питома витрата пари, кг/т
			від	до					
1.	Парові камери дифузії					в.п.ІІІ к	71435 (з теплового розрахунку дифузії з урахуванням теплових втрат $K_{втрат} = 0,93$).	2235	31.96
2.	Підігрівники соку перед основною гарячою дефекацією:							-	-
	I група	1188	33.6	54	3,77	в.п.в/а	91366.7	2264.6	17.8
	II група	1188	54	80	3,77	конд.ост	120926.5		
	III група	1188	80	90	3,77	корп.ВУ в.п.IV к	40308.8		

3.	Підігрівник и соку I сатурації перед фільтрацією	1247	84	90	3,77	в.п.IV к	28207.1	2264.6	12.5
4.	Підігрівник и соку перед II сатурацією	1363	85	95	3,77	в.п.IV к	51385.1	2264.6	22.7
5.	Підігрівники соку перед 3о корпусом:			100	3,77	в.п.III к	46144,8	2235	20,6
	I група	1224	90	110	3,77	в.п.II к	46144,8	2212,9	20,8
	II група	1224	100						
	III група	1224	110	117,2	3,77	в.п.I к	33224,3	2190,1	15,2
6.	Підігрівник и соку перед I корпусом:								
	I група	1121,4	116,2	123	3,77	в.п.I к	28748,2	2190,1	13,1
	II група	1121,4	123	132	3,77	відпр. п.	38049,1	2163,7	17,6
7.	Нагрівання сиропу і клеровки в ящиках	387,3	75	85	2,93	в.п.I к	11347,9	2190,1	5,2

8.	Нагрівання відтоків в ящиках	3	29	55	85	2,72	в.п.І к	23908,8	2190,1	10,9
----	------------------------------------	---	----	----	----	------	---------	---------	--------	------

5.4 Визначаємо витрату пари на вакуум-апарати.

а. Витрата пари вакуум-апарати першого продукту.

Кількість води, яку слід випарувати в процесі уварювання утфелю I продукту, визначаємо з рівняння:

$$W_I = (S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}}) \left(1 - \frac{CP_{\text{сир}}}{CP_{yI}}\right).$$

З таблиці напівпродуктів і продуктів маємо, що

$$S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}} = 387,3 \text{ кг/т і їх концентрація } CP_{\text{сир}} = 72\%.$$

Концентрація утфелю I кристалізації $CP_{\text{сир}} = 92\%$.

Тоді:

$$W_I = 387,3 \left(1 - \frac{72}{92}\right) = 84,19 \text{ кг/т.}$$

Витрата пари на одержання утфелю I кристалізації

$$D_I = 1,1W_I + C_I,$$

де: C_I – враховує можливі водні підкачки в процесі уварювання утфелю. Прийmemo $C_I = 10 \text{ кг/т}$.

Таким чином матимемо:

$$D_I = 1,1 \cdot 84,19 + 10 = 102,6 \text{ кг/т.}$$

б. Витрата пари на вакуум-апарати II продукту.

Оскільки на уварювання утфелю II кристалізації концентрацією $CP_{\text{ут. II кр}} = 93\%$ використовуємо перший відтік утфелю I кристалізації у кількості $S_{I \text{ кр}}^{\text{відт I}} = 125 \text{ кг/т}$ концентрацією $CP_{I \text{ кр}}^{\text{відт I}} = 68,7\%$, а також другий відтік утфелю I кристалізації у кількості $S_{I \text{ кр}}^{\text{відт I}} = 60 \text{ кг/т}$ концентрацією $67,6\%$, то кількість випареної вологи буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} W_{II} &= S_{I \text{ кр}}^{\text{відт 1}} \left(1 - \frac{CP_{I \text{ кр}}^{\text{відт 1}}}{CP_{\text{ут. II кр}}}\right) + S_{I \text{ кр}}^{\text{відт 2}} \left(1 - \frac{CP_{I \text{ кр}}^{\text{відт 2}}}{CP_{\text{ут. II кр}}}\right) = \\ &= 125 \left(1 - \frac{68,7}{93}\right) + 60 \left(1 - \frac{67,6}{93}\right) = 49 \text{ кг/т.} \end{aligned}$$

Витрата пари на вакуум-апарати II продукту складає

$$D_{II} = 1,1W_{II} + C_2 = 1,1 \cdot 49 + 10 = 63,9 \text{ кг/т.}$$

в. Витрата пари на вакуум-апарати III продукту.

Утфель III кристалізації концентрацією 93.5% уварюється із загального відтоку утфелю II кристалізації у кількості

$S_{\text{ут II кр}}^{\text{відт}} = 81$ кг/т концентрацією $CP_{\text{ут.II кр}}^{\text{відт}} = 87,3\%$ та з афінаційного відтоку $S_{\text{аф}}^{\text{відт}} = 14$ кг/т концентрацією $CP_{\text{аф}}^{\text{відт}} = 78,9\%$.

Тоді

$$W_{\text{III}} = S_{\text{ут II кр}}^{\text{відт}} \left(1 - \frac{CP_{\text{ут.II кр}}^{\text{відт}}}{CP_{\text{ут.III кр}}}\right) + S_{\text{аф}}^{\text{відт}} \left(1 - \frac{CP_{\text{аф}}^{\text{відт}}}{CP_{\text{ут.III кр}}}\right) =$$
$$81 \left(1 - \frac{87,3}{93,5}\right) + 14 \left(1 - \frac{78,9}{93,5}\right) = 5,37 + 2,18 = 7,55 \text{ кг/т.}$$

Витрата пари на вакуум-апарати III продукту дорівнює

$$D_{\text{III}} = 1,1W_{\text{III}} + c_{\text{III}} = 1,1 \cdot 7,55 + 5 = 13,3 \text{ кг/т.}$$

5.5 Приймаємо витрату пари на інші споживачі, а саме:

а) відпрацьованої пари:

- на сушарку цукру – 5 кг/т;

- пропарку центрифуг – 5 кг/т

разом 10 кг/т;

б) вторинної пари I корпусу ВУ:

- клеровку жовтого цукру – 3 кг/т;

- пропарку вакуум-апаратів – 15 кг/т;

разом 18 кг/т;

в) гострої пари після парових котлів:

- продувку бурякорізок – 2 кг/т.

6. Визначаємо необхідну продуктивність випарної установки

$$W_{\text{ВУ}}^{\text{необх}} = S_{\text{ПВУ}} \left(1 - \frac{CP_{\text{ПВУ}}}{CP_{\text{сир}}}\right) = 1224 \left(1 - \frac{13,9}{72}\right) = 987,7 \text{ кг/т.}$$

7. Складаємо принципову схему відведення, збирання і використання конденсатів.

Відповідно до пункта п.9 вихідних даних відведення конденсатів здійснюється в збірники. При цьому слід передбачити можливість там, де це доцільно, охолодження конденсатів шляхом каскадного перепуску і одержання за рахунок цього пари самовипаровування.

Оскільки в ТЕЦ встановлені деаератори атмосферного тиску, то потрібно охолоджувати конденсати відпрацьованої пари та вторинної пари першого корпусу до температури $\sim 100^{\circ}\text{C}$ шляхом каскадного їх перепуску.

На рис. 2 наведена принципова схема відведення, збирання і використання конденсатів. Попередньо прийmemo кількості пари самовипаровування $e'_1=4$ кг/т, $e'_2=4$ кг/т, $e''_2=3$ кг/т, $e'''_2=3$ кг/т, $e'_3=5$ кг/т, $e''_3=4$ кг/т, $e'''_3=8$ кг/т, $e'_4=4$ кг/т, $e''_4=4$ кг/т, $e'''_4=8$ кг/т.

Порівняємо варіанти регулювання продуктивності ВУ додатковим надходженням пари в барометричний конденсатор D_k та стисненням вторинної пари V-го корпусу механічним компресором до параметрів пари III-го корпусу в кількості ΔE_k .

1. Складаємо таблицю розподілу відборів вторинної пари корпусів ВУ і відпрацьованої пари. Для цього використовуємо дані таблиці 16.

В таблиці передбачаємо відбір на пароструминний компресор вторинної пари I корпусу в кількості ΔE_k .

Таблиця 17

	Споживачі пари	Відпрацьована пара	Відбори вторинної пари з корпусів ВУ					
			E ₃₀	E ₁	E ₂	E ₃	E ₄	E ₅
1.	Парові камери дифузії					31,96		
2.	Підігрівники соку перед основною гарячою дефекацією III гр						17,8	
3.	Підігрівник соку I сатурації перед фільтрацією						12,5	
4.	Підігрівник соку перед II сатурацією						22,7	
5.	Підігрівники соку перед 30-корпусом I гр. II гр. III гр.			15,2	20,8	20,6		
6.	Підігрівники соку перед I корпусом I гр. II гр.	17,6		13,1				
7.	Нагрівання сиропу і клеровки в ящиках			5,2				
8.	Нагрівання відтоків в ящиках			10,9				
9.	Вакуум-апарати I продукту		102,6					

10.	Вакуум-апарати II продукту				63,9			
11.	Вакуум-апарати III продукту				13,3			
12.	Витрати пари на інші споживачі	10		18				
13.	Пара самовипаровування			-4	-10	-17	-16	
14.	Відбір вторинної пари з корпусів ВУ на споживачі за межами ВУ, E'_i , і витрата відпрацьованої пари	27,6	102,6	58.4	88	35.6	37	0
15.	Відбір вторинної пари на механічний компресор або на барометричний конденсатор							ΔE_k або D_k
16.	Загальний відбір вторинної пари з корпусів ВУ, E_i , і витрата відпрацьованої пари на інші, крім ВУ, споживачі	27,6	102,6	58.4	88	35.6	37	ΔE_k або D_k

Висновки

Модернізація та розробка теплообмінного обладнання з урахуванням особливостей його роботи є важливим напрямком наукових досліджень, оскільки дозволяє знизити енергоспоживання та підвищити ефективність виробничих процесів. Вирішення цієї проблеми дозволить значно скоротити витрати на паливо та енергію, а також зменшити споживання матеріальних ресурсів.

Для проведення досліджень енергоефективності теплообміну було використано установку, що складалася з трьох різних теплообмінників та джерела тепла для нагрівання теплоносія.

Проведене дослідження спрямоване на підвищення енергоефективності цукрового виробництва шляхом оптимізації режимів роботи теплообмінного обладнання. Отримані результати будуть використані для розробки нових методик розрахунку теплових процесів та сприятимуть подальшому розвитку теорії теплопередачі.