

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРКАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ЕЛЕКТРОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ, АВТОТРАНСПОРТУ ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ. ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ

Навчально-методичний посібник

для здобувачів освітнього ступеня «бакалавр»
зі спеціальностей галузі знань 6 Інженерія, виробництво та будівництво
(17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації,
15 Автоматизація та приладобудування)
усіх форм навчання

Черкаси
2025

УДК 681.5:004:536.24] (075.8)
А 22

*Затверджено вченою радою ФЕТАМ,
протокол № 7 від 30.10.2025 р.,
згідно з рішенням кафедри
приладобудування, мехатроніки та
комп'ютеризованих технологій,
протокол № 2 від 25.08.2025 р.*

Упорядники: Тичков В.В., к.т.н., доцент, Трембовецька Р.В., д.т.н., професор,
Гальченко В.Я., д.т.н., професор, Базіло К.В., д.т.н., професор

Рецензент Бондаренко М.О., д.т.н., професор

А 22 Автоматизація виробничих процесів. Теплообмінні процеси: навчально-методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «бакалавр» зі спеціальностей галузі знань 6 Інженерія, виробництво та будівництво (17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації, 15 Автоматизація та приладобудування) усіх форм навчання [Електронний ресурс] / [Упоряд.: В.В. Тичков, Р.В. Трембовецька, В.Я. Гальченко, К.В. Базіло]; М-во освіти і науки України, Черкас. держ. технол. ун-т. – Черкаси: ЧДТУ, 2025. – 171 с. – Назва з титульного екрана.

У навчальному посібнику викладено лекційний матеріал у вигляді наочного показу по темі автоматизація теплообмінних процесів. Представлені теоретичні відомості теплового розрахунку теплообмінних апаратів, переваги та недоліки, запропоноване обладнання. Представлений поетапний тепловий розрахунок теплообмінних апаратів та приклади розрахунків для виконання контрольної роботи.

УДК 681.5:004:536.24] (075.8)

Навчальне електронне видання
комбінованого використання

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ. ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ

Навчально-методичний посібник
для здобувачів освітнього ступеня «бакалавр»
зі спеціальностей галузі знань 6 Інженерія, виробництво та будівництво
(17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації,
15 Автоматизація та приладобудування)
усіх форм навчання

Упорядники:

Тичков Володимир Володимирович, **Трембовецька** Руслана Володимирівна,
Гальченко Володимир Якович, **Базіло** Костянтин Вікторович

В авторській редакції

ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	4
КРИТЕРІЇ ПОДІБНОСТІ.....	5
ІНДЕКСИ.....	5
ВСТУП.....	6
1 СХЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ТИПОВИХ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ...8	
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ.....33	
2.1 Рівняння теплового балансу.....34	
2.2 Рівняння теплопередачі.....37	
2.3 Розрахунок середнього температурного напору.....37	
2.4 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.....40	
2.5 розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_241	
3 ВИДИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....53	
3.1 Кожухотрубний теплообмінний апарат.....53	
3.2 Секційний теплообмінний апарат типу «труба в трубі».....60	
3.3 Пластинчастий теплообмінний апарат.....64	
3.4 Спиральний теплообмінник.....67	
4 ВИДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....69	
4.1 Тепловий перевіірочний розрахунок.....70	
4.2 Тепловий конструктивний розрахунок.....75	
4.3 Компоновочний розрахунок секційного теплообмінника типу «труба в трубі».....76	
5 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ.....80	
6 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ.....80	
6.1 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінного апарату.....80	
6.2 Приклад розрахунку секційного теплообмінника типу «труба в трубі».....88	
6.3 Приклад розрахунку пластинчастого теплообмінного апарату.....97	
6.4 Приклад орієнтовного розрахунку парового підігрівача толуолу.....106	
6.5 Приклад розрахунку водяного холодильника розчину ацетону в етанолі...108	
Список літератури.....119	
Нормативна документація.....121	
Глосарій.....124	
Додаток А Зображення теплообмінників.....127	
Додаток Б Завдання до виконання контрольної роботи.....129	
Додаток В Основні характеристики теплообмінників.....144	
Додаток Г Властивості матеріалів.....152	
Додаток Д Теплообмінники кожухотрубчаті.....159	

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

$\delta T = T'' - T'$ – зміна температури теплоносія, °С;

T' та T'' – температура теплоносіїв на вході та виході з апарату, °С;

$T = \frac{T' + T''}{2}$ – середня температура теплоносія, °С;

$\bar{\Delta T}$ – середня різниця температур між гарячим і холодним теплоносіями (середній температурний напір), °С;

T_w – температура стінки, °С;

T_n – температура насичення, °С;

p_n – тиск насичення, Па;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

R_0 – визначаючий розмір, м;

G – масова витрата теплоносія, кг/с;

w – середня швидкість руху теплоносія, м/с;

f – площа поперечного перерізу каналу для проходження теплоносія, м²;

F – площа поверхні теплообміну, м²;

q – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м²;

$g=9.8$ – прискорення вільного падіння, м²/с;

H – висота вертикальної поверхні або довжина труби, м;

l – довжина, м;

r – питома теплота фазового переходу, Дж/кг;

δh – зміна питомої ентальпії теплоносія, Дж/кг;

c_p – питома масова ізобарна теплоємність, Дж/(кг·К);

ρ – щільність, кг / м³;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К);

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

β – коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м.

КРИТЕРІЇ ПОДІБНОСТІ

$$Nu = \frac{\alpha \times R_0}{\lambda} \text{ - критерій Нуссельта;}$$

$$Re = \frac{w \times R_0}{\nu} \text{ - критерій Рейнольдса;}$$

$$Ra = \frac{g \times R_0^3}{\nu^2} \times \beta \times \Delta T \times Pr \text{ - критерій Релея;}$$

$$Gr = \frac{g \times R_0^3}{\nu^2} \times \beta \times \Delta T \text{ - критерій Грасгофа;}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \text{ - критерій Прандтля.}$$

ІНДЕКСИ

- 1 - параметри гарячого теплоносія;
- 2 - параметри холодного теплоносія;
- пл - параметри плівки конденсату;
- п - параметри пару;
- ж - параметри рідини.

ВСТУП

Теплообмінна апаратура складає вельми значну частину технологічного устаткування в хімічній і суміжних галузях промисловості. Питома вага теплообмінного устаткування складає на підприємствах хімічної промисловості в середньому 15 - 18 %, у нафтохімічній і нафтопереробній промисловості – 50 % [1]. Це пояснюється тим, що майже всі основні процеси хімічної технології (випаровування, ректифікація, сушка і ін.) пов'язані з необхідністю підведення або відведення теплоти.

Пропонований посібник призначений для студентів, що навчаються в галузі знань G «Інженерія, виробництво та будівництво» (15 «Автоматизація та приладобудування», 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації»).

В посібнику вони ознайомляться з основними конструкціями теплообмінників і методами їх розрахунку. У додатках приведені розміри теплообмінників, необхідні для їх вибору і розрахунку, властивості матеріалів.

Теплообмінним апаратом називають пристрій, призначений для передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного теплоносія. За принципом дії теплообмінні апарати можна розділити на чотири групи: рекуперативні, регенеративні, змішувальні і теплообмінні апарати з внутрішнім джерелом теплоти.

Рекуперативними називають такі апарати, в яких теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через розділяючу їх непроникну стінку. Теплообмін такого роду називають теплопередачею. В цьому випадку теплота від гарячого теплоносія до холодного теплоносія передається в три етапи: конвекцією і, можливо, випромінюванням від гарячого теплоносія до стінки, теплопровідністю всередині стінки і від стінки до холодного теплоносія конвекцією і, якщо теплоносієм є випромінюючий газ, то і за рахунок теплового випромінювання. Більшість рекуперативних теплообмінних апаратів працюють в стаціонарному режимі. Рекуператорами є парогенератори, підігрівачі, охолоджувачі, конденсатори тощо.

Регенеративними називають такі апарати, в яких одна і та ж поверхня нагріву через певні проміжки часу омивається гарячим або холодним теплоносіями. На першому етапі передачі теплоти гарячий теплоносіє нагріває поверхню теплообміну (насадку). Потім через насадку пропускають холодний теплоносіє, який забирає акумульовану насадкою теплоту. Тривалість періодів нагріву і охолодження насадки залежить від конструкції і режиму роботи регенератора. Оскільки в міру нагрівання та охолодження температура насадки і теплоносіїв змінюється, то процес теплообміну в регенеративних теплообмінниках є нестаціонарним. Зокрема, до класу регенеративних теплообмінних апаратів відносять повітропідігрівачі доменних печей (каупери), а також обертові повітропідігрівачі парогенераторів.

У *змішувальних* теплообмінних апаратах процес передачі теплоти відбувається при безпосередньому зіткненні і частковому або повному змішуванні гарячого і холодного теплоносіїв. В цьому випадку процес теплообміну протікає спільно з процесом масообміну. Змішувальними теплообмінниками є градирні теплових електричних станцій, скрубери, побутові змішувачі тощо.

У *теплообмінних* апаратах з внутрішнім джерелом теплоти теплова енергія генерується в самому теплообміннику з енергії іншого виду і йде на нагрів холодного теплоносія. У цю групу теплообмінних апаратів входять ядерні реактори і електричні водонагрівачі.

В посібнику детально розглядаються окремі теоретичні положення освітнього компоненту «Автоматизація виробничих процесів» та формуються у здобувачів вміння та навички їх практичного застосування шляхом індивідуального розв'язання завдань. Завдання розраховані для здобувачів галузі знань G, які опановують зазначені компоненти.

В системі дистанційної освіти ЧДТУ з дисциплін «Автоматизація виробничих процесів» <https://moodle.chdtu.edu.ua/course/view.php?id=52>, є електронна версія цього посібника. Також наведені тестові завдання для самоконтролю до кожної теми відповідного змістового модулю. Після вивчення відповідного теоретичного лекційного матеріалу здобувач самостійно проходить тест-самоконтроль, отримує відповідну кількість балів, та аналізує свій рівень знань і може виконувати тестування необмежену кількість разів.

1 СХЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ТИПОВИХ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ

Автоматизація теплообмінних процесів. Теплообмінні (теплові) виробничі процеси застосовуються у багатьох галузях промисловості, де важливо керувати тепловою енергією для нагрівання, охолодження, сушіння, випаровування, конденсації тощо.

Основні області використання теплових процесів

- **Харчова промисловість:** теплові процеси включають нагрівання, пастеризацію, стерилізацію, смаження, випарювання та інші, які змінюють фізико-хімічні властивості продуктів і забезпечують їх кулінарну готовність та безпеку.
- **Целюлозно-паперова промисловість:** нагрівання води та хімікатів для варіння деревини, сушіння паперу, охолодження технологічних потоків шляхом теплообмінників.
- **Металургія:** охолодження розплавлених металів, нагрівання обладнання та процесних середовищ.
- **Хімічна промисловість:** екзотермічні та ендотермічні реакції, де виділяється або поглинається теплота, з використанням теплоносіїв для регулювання теплових потоків.
- **Промислове використання теплових насосів** для економії енергії при процесах випаровування, дистиляції, нагрівання води та виробництва пари.
- **Виробництво будівельних матеріалів:** застосування теплових процесів для сушіння, нагрівання сировини та виробів.

Основою цих процесів є зміни теплового стану матеріалів або середовищ, які підлягають тепловій обробці, що дозволяє оптимізувати виробництво, підвищувати якість продукції та ефективність використання енергії.

Таким чином, теплові виробничі процеси використовуються практично у всіх сферах промисловості, де потрібен контроль і зміна температурних режимів для досягнення технологічних цілей

снує кілька основних типів теплообмінників, які широко застосовуються у промисловості для різних технологічних процесів. Ось їх основні види:

Основні типи теплообмінників

- **Кожухотрубні теплообмінники:** Це один із найпоширеніших типів, який складається з трубок, розміщених у кожуху. Через трубки пропускається один теплоносіїв, а навколо них — інший, що забезпечує передачу тепла між середовищами. Вони використовуються у виробництві олії, харчовій промисловості, металургії та хімії.
- **Пластинчасті теплообмінники:** Складаються із набору тонких металевих пластин, з'єднаних між собою у пачки. Забезпечують високий коефіцієнт

теплопередачі і компактність, широко застосовуються у харчовій промисловості, у системі HVAC (опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) та електроніці.

- **Спіральні теплообмінники:** Використовують закручену спіральну поверхню, що дозволяє ефективно виконувати теплообмін у великих об'ємах і при високих швидкостях потоків, застосовуються у нафтовій і хімічній промисловості.

- **Зварні пластинчасті теплообмінники:** Виготовляються з металевих пластинок, зварених у пакет, мають високу ефективність і тривалий термін служби, використовуються в екстремальних умовах, наприклад, у хімічній та енергетичній промисловості.

- **Змієвикові та комбіновані теплообмінники:** Використовують спіралі або змієподібну конфігурацію для теплообміну, застосовуються у спеціалізованих технологічних процесах.

Вибір типу теплообмінника

Вибір конкретного типу залежить від технологічних вимог, температурного режиму, обсягів перетікання теплоносіїв і характеру процесу. Наприклад, пластинчасті теплообмінники характеризуються високою швидкістю теплообміну і компактністю, тоді як кожухотрубні підходять для високотемпературних і високотискових умов.

Отже, у промисловості використовуються різні типи теплообмінників, кожен з яких має свої переваги і застосовується у відповідних технологічних процесах

Регулювання теплообмінників змішування. Регулювання теплообмінників змішування полягає в підтримці постійності температури $T_{зм}$ сумарного потоку на виході (рис. 1.1). Для створення необхідного температурного режиму в хімічних апаратах використовують передачу енергії в результаті змішування двох і більше речовин з різним тепловим вмістом.

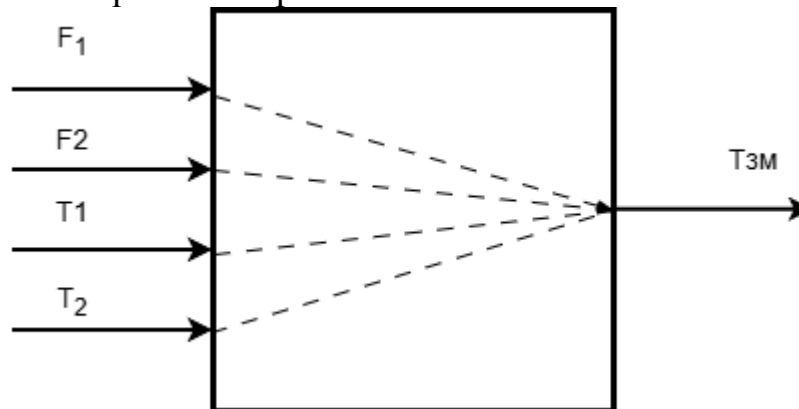


Рисунок 1.1 - Структурна схема регулювання теплообмінника змішування.

Структурна схема регулювання теплообмінника змішування включає основні функціональні елементи, що забезпечують контроль і підтримання оптимальних теплових режимів.

Основні компоненти такої схеми:

- ❖ Джерело теплоти (нагрівач або перший теплоносіє),
- ❖ Теплообмінник змішування, де відбувається змішування двох потоків із різними температурами,
- ❖ Датчики температури на вході і виході теплообмінника для контролю температури теплоносіїв,
- ❖ Регулюючий клапан, який змінює пропорцію одного з теплових потоків для досягнення потрібної температури змішаної суміші,
- ❖ Контролер (ПЛК або інша система управління), що приймає сигнали з датчиків і за програмою видає керуючі команди на клапан,
- ❖ Виконавчий механізм клапана,
- ❖ Система зворотного зв'язку, яка забезпечує коригування роботи в режимі реального часу.

Принцип дії в схемі такий: датчики фіксують температуру вихідного потоку, контролер порівнює її із заданою і, при необхідності, змінює положення клапана для коригування потоку і підтримки стабільної температури.

Ця схема забезпечує автоматичне регулювання теплового балансу в теплообміннику змішування, що важливо для технологічної стабільності процесів, наприклад, у системах опалення, охолодження, технологічних установках виробництва. У багатьох задачах регулювання складу або температури в резервуарі з мішалкою при визначенні передавальних функцій приймають перемішування ідеальним. Тоді об'єкт описується диференціальним рівнянням першого порядку з постійною часу, рівною часу перебування в резервуарі. Однак на практиці відзначається затримка, після закінчення якого зміна концентрації або температури живлення відбувається на виході з резервуара. Це затримка (затримка змішування) залежить від розмірів резервуара, в'язкості рідини, конструкції і швидкості обертання мішалки, що визначають інтенсивність перемішування.

Якщо $T_2 > T_{зм} > T_1$, при цьому теплоємності і щільності рідин однакові (втрати в довкілля нехтуємо), то:

$$T_{зм} = T_1 + \frac{F_2}{F_1 + F_2} (T_2 - T_1).$$

Зупинимось на особливостях статичної характеристики власне процесу змішування. Розглянемо, для прикладу, апарат безперервної дії, в якому змішуються два потоки з витратами G_1 і G_2 , температурами θ_1 і θ_2 , питомими теплоємностями C_{p1} і C_{p2} (рисунк 1.2).

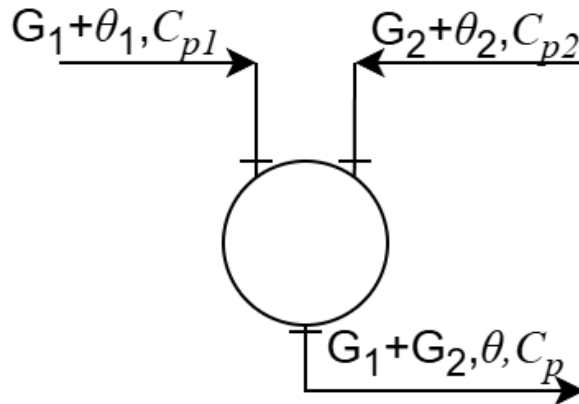


Рисунок 1.2 - Принципова схема теплообмінника змішування

Принципова схема теплообмінника змішування зазвичай включає такі основні елементи: входи для гарячого та холодного теплоносіїв, камера або простір змішування, теплообмінна поверхня (наприклад, трубки або пластини), а також вихід для суміші теплоносіїв. В теплообмінниках змішування холодний і гарячий теплоносії контактують одночасно або послідовно, що забезпечує ефективний тепловий обмін завдяки перемішуванню потоків.

Для покращення передавання тепла в таких теплообмінниках часто використовуються внутрішні статичні змішувальні елементи — наприклад, стрічки, шнеки або вставки, які турбулізують потік і збільшують коефіцієнт тепловіддачі. Це підвищує ефективність теплообміну в 4-10 разів залежно від конструкції, розміру труб та властивостей рідин. Проте такі змішувачі можуть створювати гідравлічний опір і ускладнювати чистку системи.

У типовій схемі змішування видно, що гарячий теплоносіє подається в теплообмінну камеру, де він контактує через теплообмінні елементи з холодним теплоносієм, а змішаний потік виходить через спільний вихід. Також можуть бути присутні пристрої контролю параметрів потоку та температури для регулювання процесу.

Таким чином, принципова схема теплообмінника змішування включає:

- Два вхідні патрубки для гарячого і холодного теплоносіїв.
- Теплообмінна камера з пристроями змішування (статичні змішувальні елементи).
- Вихідний патрубок для теплообмінного потоку.
- Контрольні прилади для регулювання і моніторингу параметрів.

Ця схема може бути реалізована у вигляді трубчастого або пластинчатого теплообмінника із вмонтованими змішувачами для посилення теплової ефективності.

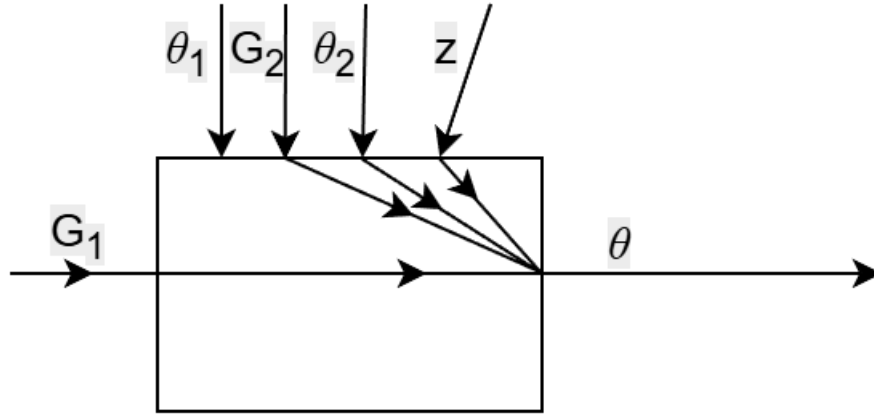


Рисунок 1.3 - Структурна схема теплообмінника змішування

Нехай завдання регулювання полягає в підтримці заданого значення θ_0 температури вихідного потоку шляхом зміни витрати G_1 за умови, що основними джерелами збурень є витрата і температура другого потоку G_2 і θ_2 , а температура θ_1 і питомі теплоємності речовин постійні і рівні. Знайдемо статичні характеристики об'єкта по каналу регулювання $G_1-\theta$ і каналам збурення $G_2-\theta$ і $\theta_2-\theta$ (рисунок 1.3). Для цього запишемо рівняння теплового балансу:

$$G_1\theta_1^0 c_{p1} + G_2\theta_2^0 c_{p2} = (G_1 + G_2)\theta c_p,$$

$$\text{де } c_p = \frac{(G_1 c_{p1} + G_2 c_{p2})}{(G_1 + G_2)}.$$

Отже:

$$\theta = \frac{G_1\theta_1^0 c_{p1}}{(G_1 c_{p1} + G_2 c_{p2})} + \frac{G_2\theta_2^0 c_{p2}}{(G_1 c_{p1} + G_2 c_{p2})}. \quad (1.1)$$

Як видно з (1.1), характерною особливістю теплообмінників змішування є нелінійність статичних характеристик по температурних каналах, $\theta_1 - \theta$ і $\theta_2 - \theta$.

За умови малих відхилень координат об'єкта від їх заданих значень можна провести лінеаризацію залежності (1.1) і знайти наближено коефіцієнти підсилення об'єкта по кожному каналу.

Позначимо задані значення вхідних і вихідних координат через G_1^0, G_2^0, θ_2^0 і розкладемо функцію (1.1) в ряд Тейлора в малому околі G_1^0, G_2^0, θ_2^0 :

$$\theta = \theta^0 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial G_1} \right)^0 (G_1 - G_1^0) + \left(\frac{\partial \theta}{\partial G_2} \right)^0 (G_2 - G_2^0) + \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta_2} \right)^0 (\theta_2 - \theta_2^0), \quad (1.2)$$

$$\text{де } \left(\frac{\partial \theta}{\partial G_1} \right)^0 = \frac{G_2^0 c_{p1} c_{p2} (\theta_1^0 - \theta_2^0)}{(G_1^0 c_{p1} + G_2^0 c_{p2})^2},$$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial G_2}\right)^0 = \frac{G_1^0 c_{p1} c_{p2} (\theta_2^0 - \theta_1^0)}{(G_1^0 c_{p1} + G_2^0 c_{p2})^2}$$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta_2}\right)^0 = \frac{G_2^0 c_{p2}}{(G_1^0 c_{p1} + G_2^0 c_{p2})}$$

Переходячи до відхилень:

$$y = \theta - \theta^0,$$

$$x_p = G_1 - G_1^0,$$

$$x_{e1} = G_2 - G_2^0,$$

$$x_{e2} = \theta_2 - \theta_2^0,$$

Отримаємо рівняння статичної характеристики у вигляді:

$$y = k_p x_p + k_1 x_{e1} + k_2 x_{e2}, \quad (1.3)$$

$$k_p = \left(\frac{\partial \theta}{\partial G_1}\right)^0$$

$$\text{де } k_1 = \left(\frac{\partial \theta}{\partial G_2}\right)^0.$$

$$k_2 = \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta_2}\right)^0$$

Аналіз залежності (1.3) показує, що навіть при звичайних збуреннях, що спостерігаються на практиці, похибка в результаті лінеаризації може виявитися істотною. Наприклад, при збільшенні витрати на 30 % порівняно із заданим коефіцієнт підсилення k_p може змінитися на 5-20 %, а k_1 – на 25-40 % від розрахункових, залежно від співвідношення витрат G_1 і G_2 .

Стабілізація відношення $\frac{G_1}{G_2} = \gamma^0$ дозволяє зменшити вплив цієї нелінійності,

оскільки:

$$\theta = \frac{\theta_1^0 c_{p1}}{c_{p1} + \frac{G_2}{G_1} c_{p2}} + \frac{\theta_2^0 c_{p2}}{c_{p2} + \frac{G_2}{G_1} c_{p1}} = \frac{\theta_1^0 c_{p1}}{c_{p1} + \frac{1}{\gamma^0} c_{p2}} + \frac{\theta_2^0 c_{p2}}{c_{p2} + \frac{1}{\gamma^0} c_{p1}}$$

і за відсутності інших збурень, крім G^0 , буде забезпечуватися стабільність вихідної температури.

Наявність інших джерел збурення, крім G_2 , вимагатиме введення корекції γ^0 залежно від значення вихідної температури θ в (приклад каскадної АСР, рисунок 1.7).

Розглянемо кілька варіантів систем автоматизації теплообмінників змішування і проведемо їх порівняльний аналіз за якістю процесів регулювання.

Варіант 1. Завдання стабілізації вихідної температури суміші вирішується застосуванням одноконтурної замкнутої системи регулювання, в якій регулюючим впливом є витрата G (рисунок 1.4). Використання регулятора з інтегральною складовою і законом регулювання (ПІ- або ПІД-регулятор) гарантує підтримку заданого значення в усталеному режимі, проте якість перехідного процесу може виявитися незадовільною при великій інерційності каналу регулювання і сильних збуреннях.

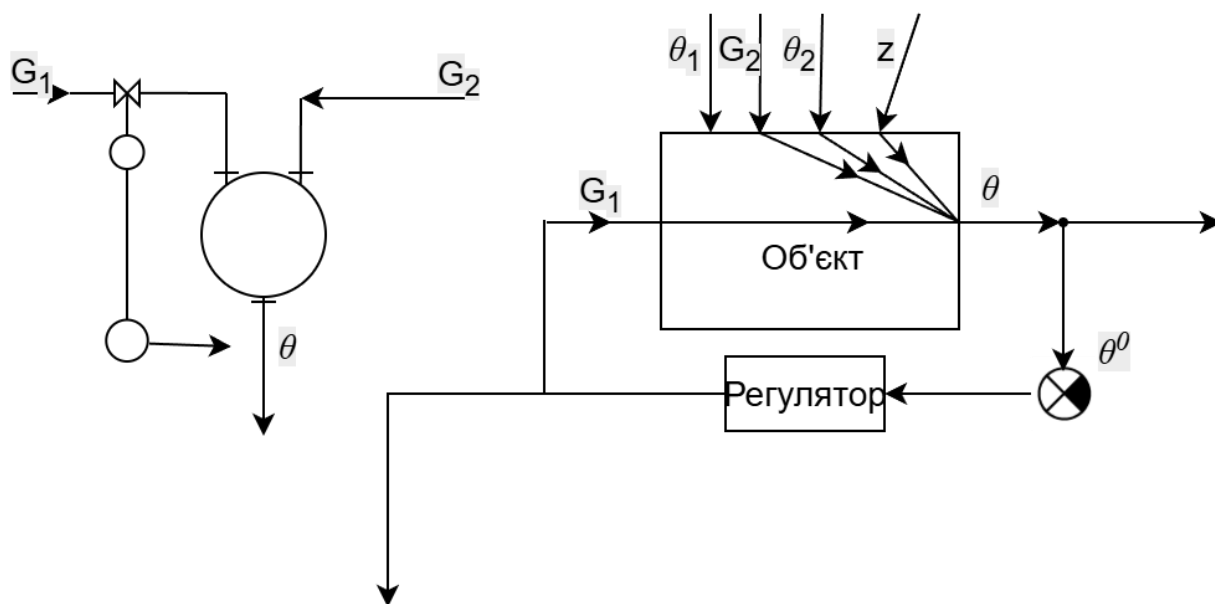


Рисунок 1.4 - Функціональна (а) і структурна (б) схеми замкнутої одноконтурної АСР температури в теплообміннику змішування

Варіант 2 включає систему регулювання співвідношення витрат G_1 і G_2 (рисунок 1.5). Це розімкнута система регулювання, здатна забезпечити інваріантність регульованої температури суміші θ до збурень по витраті G_2 , проте при наявності будь-якого іншого збурення θ не буде дорівнювати заданій.

Варіант 3 (рисунок 1.6) відрізняється компенсатором збурення по θ_2 . Таким чином, дана система регулювання може забезпечити незалежність вихідної температури від двох основних збурень G_2 і θ_2 . Однак при наявності інших збурень (наприклад, зміна тепловтрат в навколишнє середовище) температура буде відхилятися від заданої.

Варіанти 4 і 5 є різновидами комбінованих АСР, в яких забезпечується компенсація основних збурень і вводиться зворотний зв'язок по регульованій координаті.

Варіант 4 – система регулювання співвідношення витрат G_1 і G_2 з корекцією коефіцієнта за вихідною температурою суміші θ (рисунок 1.7), тобто двокаскадна АСР. Основним (зовнішнім) регулятором є регулятор температури 1, а допоміжним (внутрішнім) – регулятор співвідношення 2, що здійснює компенсацію збурення за витратою G_2 .

Варіант 5 – система регулювання температури суміші з корекцією за двома збуреннями G_2 і θ_2 , тобто комбінована АСР. Динамічний компенсатор 2 (рисунок 1.8) в даному випадку повинен містити обчислювальний пристрій для розрахунку коригувальної поправки на завдання по вихідній температурі регулятора 1 в залежності від температури і витрати другого потоку.

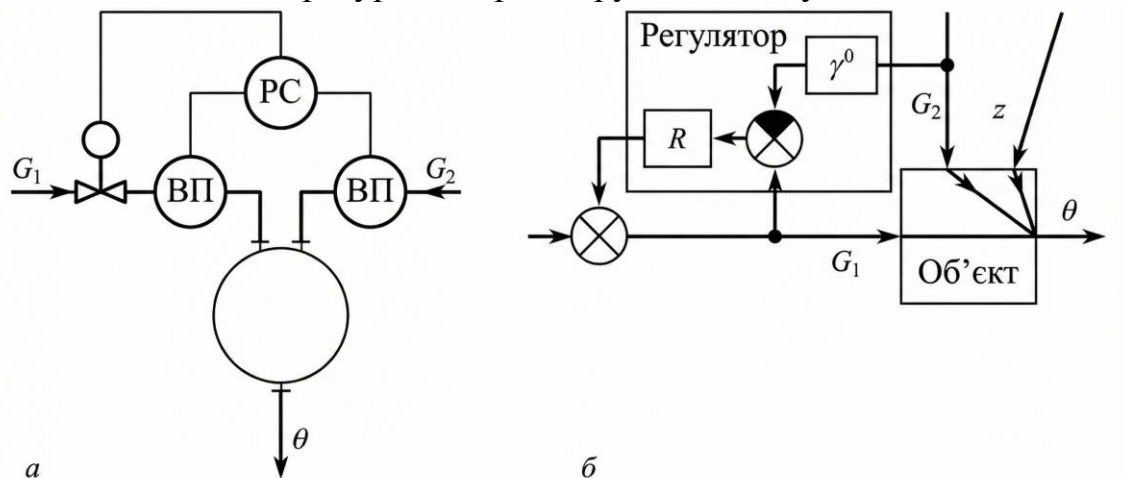


Рисунок 1.5 - Функціональна (а) і структурна (б) схеми розімкнутої одноконтурної АСР температури в теплообміннику змішування

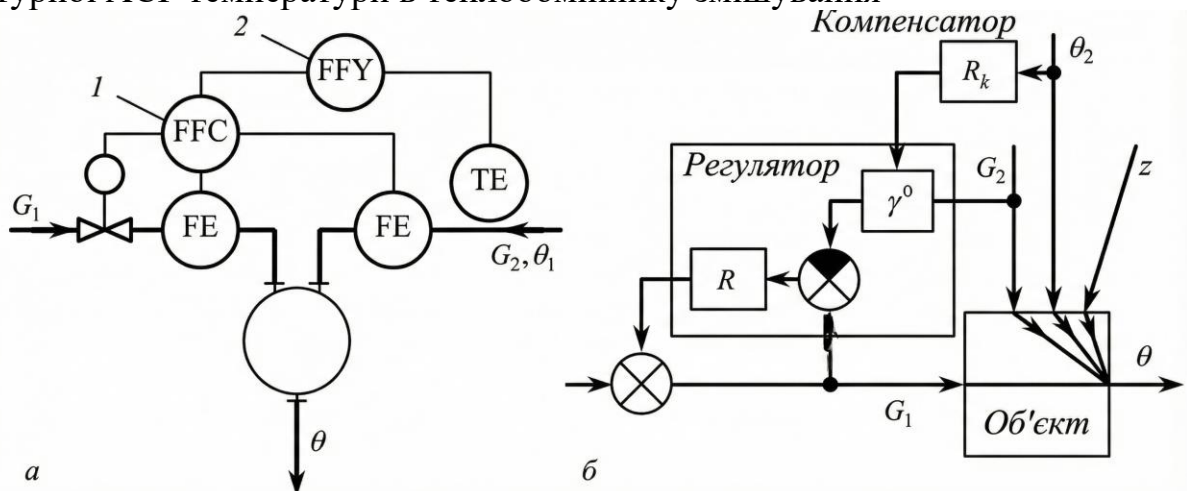


Рисунок 1.6 - Функціональна (а) і структурна (б) схеми розімкнутої АСР температури в теплообміннику змішування з компенсацією двох збурень: 1 – регулятор співвідношення; 2 – компенсатор

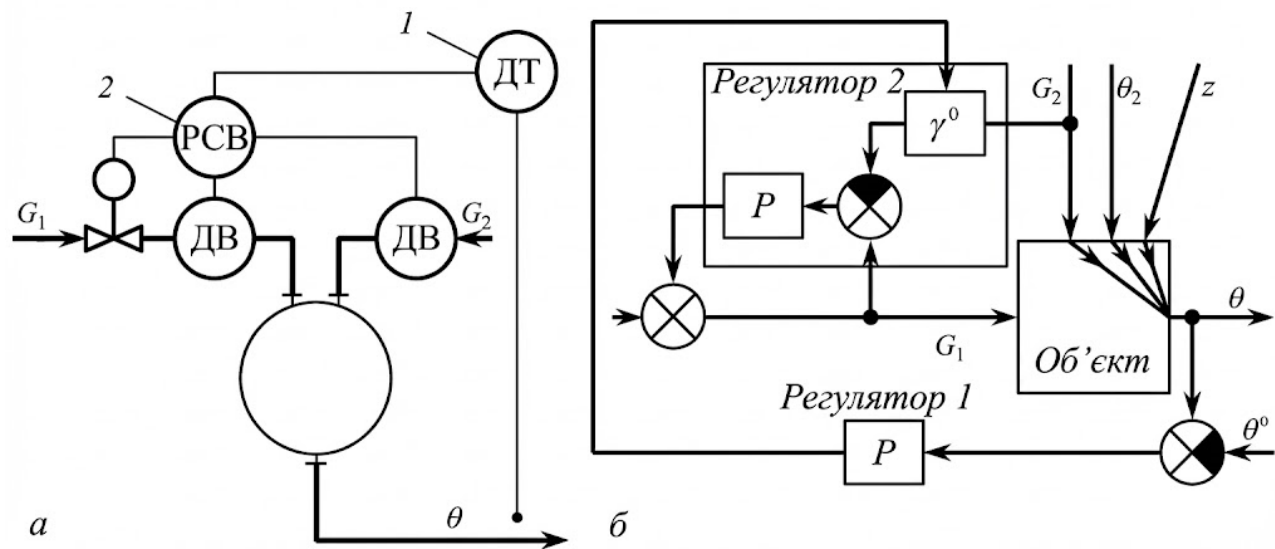


Рисунок 1.7 - Функціональна (а) і структурна (б) схеми каскадної АСР температури в теплообміннику змішування: 1 – регулятор температури; 2 – регулятор співвідношення витрат.

З розглянутих прикладів систем автоматизації найкращу якість регулювання забезпечать два останні варіанти. При цьому в разі приладової реалізації систем кращим є четвертий варіант, який легко виконується на серійних промислових регуляторах. При використанні мікропроцесорної техніки реалізація будь-якої з цих систем не представляє труднощів.

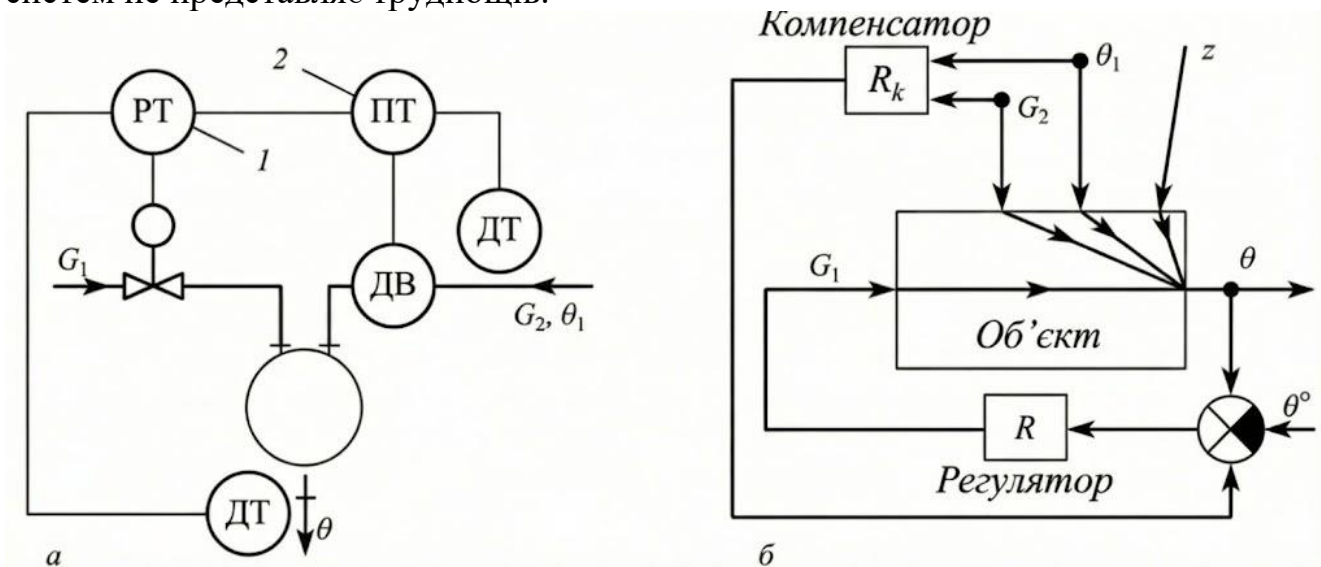


Рисунок 1.8 - Функціональна (а) і структурна (б) схеми комбінованої АСР температури в теплообміннику змішування: 1 – регулятор температури; 2 – компенсатор.

Регулювання поверхневих теплообмінників полягає в підтримці постійності температури одного з теплоносіїв на виході з теплообмінника, наприклад, $T_{\chi 2}$.

Температура T_{x2} залежить від швидкості передачі тепла або теплового потоку q через стінку; у свою чергу ця температура визначається рушійною силою процесу або середнім температурним напором ΔT_{cp} . Величина ΔT_{cp} являє собою логарифмічну різницю температур:

$$\Delta T_{cp} = \frac{(T_{z1} - T_{x2}) - (T_{z2} - T_{x1})}{\ln \frac{T_{z1} - T_{x2}}{T_{z2} - T_{x1}}} \quad (1.4)$$

Величина ΔT_{cp} залежить від значень температур теплоносіїв на вході і виході теплообмінника і, зокрема, від температури T_{x2} . Зі зростанням T_{x2} рушійна сила процесу зменшується і навпаки. Це свідчить про те, що поверхневі теплообмінники мають властивість самовирівнювання.

Якщо відношення $\left(\frac{T_{z2} - T_{x2}}{T_{z2} - T_{x1}} \right) < 4$ рушійної сили процесу при інженерних розрахунках можна визначити за середньоарифметичною різницею температур:

$$\Delta T_{cp} = \frac{(T_{z1} - T_{x2}) - (T_{z2} - T_{x1})}{2} \quad (1.5)$$

Похибка такої заміни не перевищує 10 %. Основне рівняння теплообмінника в цьому випадку матиме вигляд

$$q = KA \frac{(T_{z1} - T_{x2}) - (T_{z2} - T_{x1})}{2} \quad (1.6)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі стінки; A – поверхня теплообмінника.

Встановимо залежність між температурою холодного теплоносія на виході T_{x2} і масовими виходами теплоносіїв і в разі, коли рідини, що обмінюються теплом, не змінюють свого агрегатного стану.

Тепловий потік q через стінку виразимо двома наступними балансовими рівняннями:

$$q = c_z F_{mz} (T_{z1} - T_{z2}) \quad (1.7)$$

$$q = c_x F_{mx} (T_{x1} - T_{x2}) \quad (1.8)$$

З цих рівнянь знайдемо температури T_{x2} і T_{z2} і підставимо їх у рівняння (1.6)

$$q = \frac{KA}{2} \left\{ T_{z1} - \left[T_{x1} + \frac{q}{c_x F_{mx}} \right] + \left[T_{z1} + \frac{q}{c_z F_{mz}} \right] - T_{x2} \right\}$$

З останнього рівняння визначимо тепловий потік

$$q = \frac{T_{z2} - T_{x1}}{\frac{1}{KA} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{c_x F_{mx}} + \frac{1}{c_z F_{mz}} \right)} \quad (1.9)$$

Розділивши рівність (1.8) на (1.9), отримаємо залежність шуканої відносної температури від інших величин процесу

$$\frac{T_{x2} - T_{x1}}{T_{e1} - T_{x1}} = \frac{1}{\frac{c_x F_{MX}}{KA} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{c_x F_{MX}}{c_e F_{M2}} \right)}. \quad (1.10)$$

Отримана залежність у вигляді сімейства кривих наведена на рисунку 1.9, де показано вплив масових витрат теплоносіїв на температуру T_{x2} .

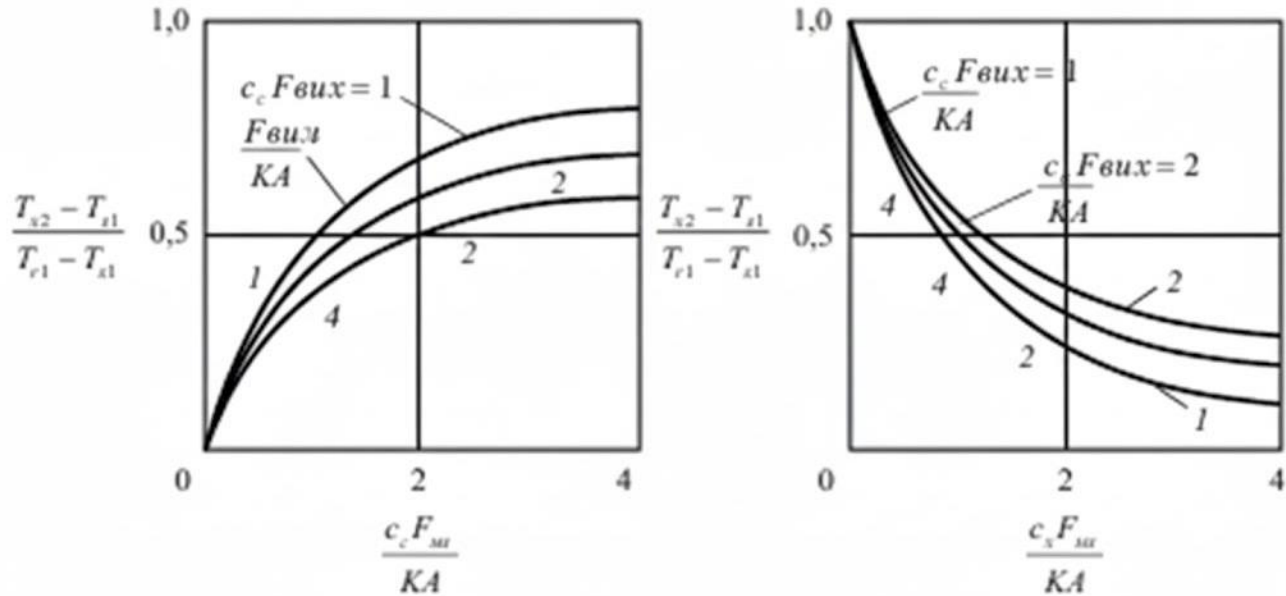


Рисунок 1.9. Залежність температури на виході теплообмінника T_{x2} від масових витрат холодного (х) і гарячого (г) теплоносіїв.

З цих залежностей випливає, що температура T_{x2} залежить від F_{M2} і F_{MX} . Оскільки потік нагрітого продукту є навантаженням об'єкта, для підтримки постійної температури T_{x2} може бути рекомендована схема регулювання, наведена на рисунку 1.9, а, за якою температуру продукту на виході з теплообмінника регулюють шляхом впливу на витрату іншого теплоносія F_{M2} .

Однак із залежностей (рисунок 1.9) випливає, що температура T_{x2} більш чутлива до навантаження холодного теплоносія, ніж до витрати гарячого теплоносія. У зв'язку з цим ускладнюється якісне регулювання теплообмінників у широкому інтервалі зміни витрат теплоносіїв, і потрібні регулятори з диференціюючою складовою.

Якщо за умовами технології не допускається зміна потоків теплоносіїв, то температуру продукту на виході з теплообмінника регулюють шляхом байпасування частини продукту і зміни його витрати. При цьому регулюючий клапан встановлюють на байпасній лінії. Такі схеми застосовують, наприклад, при використанні тепла гарячих проміжних або кінцевих продуктів для нагріву вихідної сировини. Відзначимо, що байпасування одного з теплоносіїв вимагає деякого збільшення поверхні теплообмінника і більшої витрати нагрівачого агента (для переохолодження або перегріву продукту), ніж при дроселюванні. Однак при цьому

поліпшуються динамічні характеристики системи регулювання внаслідок виключення теплообмінника з контуру регулювання і зменшення часу запізнювання об'єкта. При зміні агрегатного стану теплоносіїв їх температура в теплообміннику практично не змінюється і швидкість теплопередачі q можна визначити за рівністю $q = rF_m$, де r – теплота фазового переходу; F_m – масова витрата середовища.

Якщо в якості нагрівачого агента застосовують водяну пару, то температуру технологічного продукту зазвичай регулюють шляхом зміни подачі пари.

При значних коливаннях тиску пари застосовують каскадну систему регулювання тиску пари з корекцією за температурою нагрітого продукту.

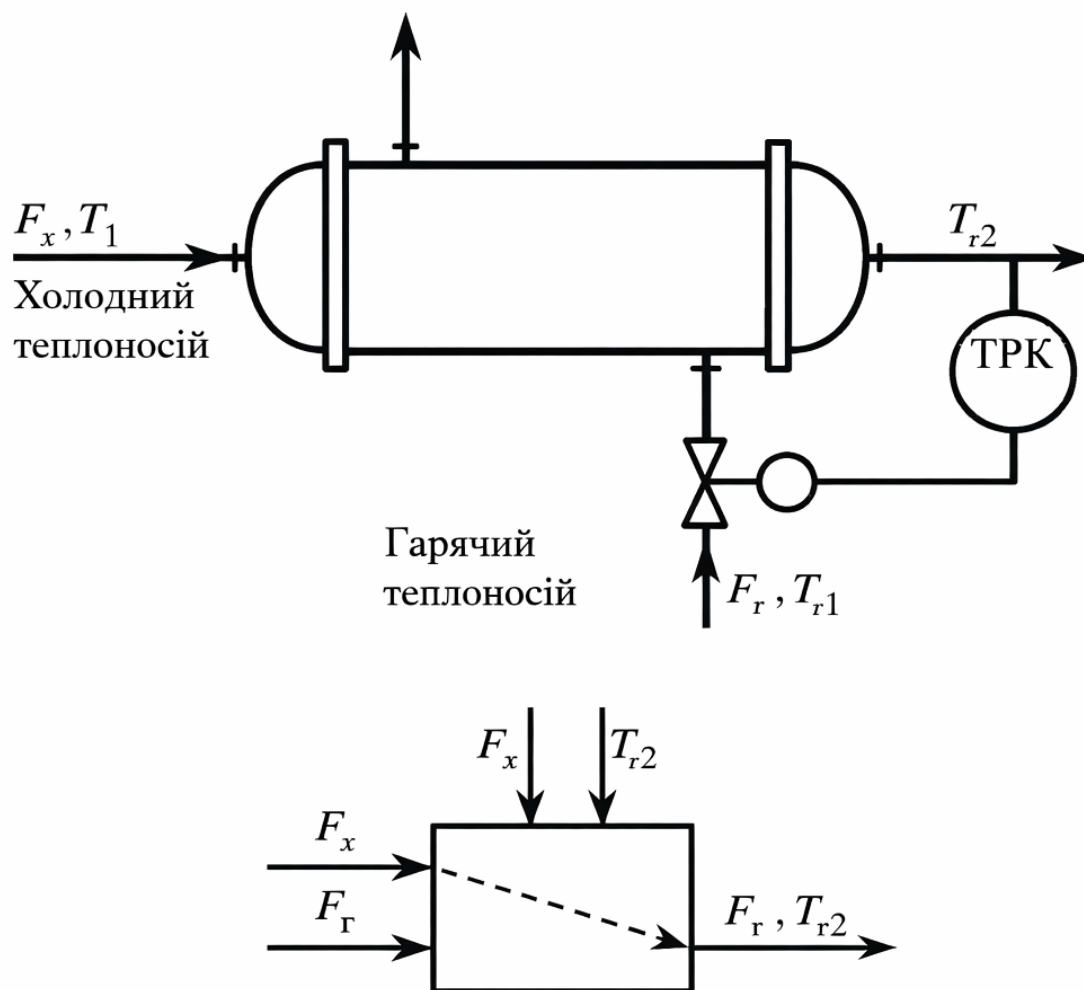


Рисунок 1.10 - Схема регулювання поверхневого теплообмінника впливом на витрату гарячого теплоносія

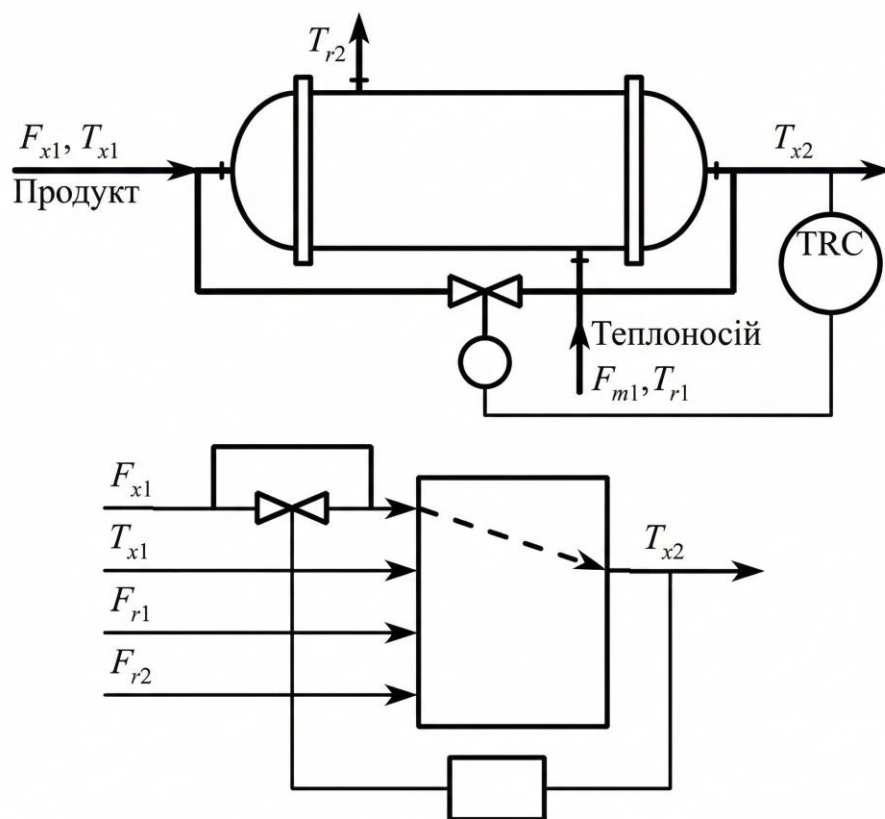


Рисунок 1.11 - Схема регулювання поверхневого теплообмінника байпасуванням холодного теплоносія (продукту)

Можливе також регулювання швидкості теплопередачі шляхом підтримки постійності температури продукту на виході з теплообмінника клапаном, встановленим на лінії відводу конденсату. Це призводить до часткового заміщення теплообмінника конденсатом, що в свою чергу позначиться на сумарній величині коефіцієнта передачі теплообмінника, а отже, і на швидкості теплопередачі. Така система реагує повільніше, ніж система з клапаном на лінії пари, її застосування рекомендується лише при відсутності різких збурень по навантаженню. Але разом з тим вона дозволяє краще використовувати тепло водяної пари, так як значення її тиску і температури більш високі внаслідок відсутності додаткових гідравлічних опорів на паропроводі, а відведений конденсат приймає температуру дещо меншу, ніж температура конденсації пари. Це дозволяє підвищити ефективність роботи теплообмінника на 5-7%. Крім того, за розмірами клапан, встановлений на лінії відведення конденсату, буде меншим за той, що встановлений на лінії подачі нагрівальної пари.

Процес **конденсації** технологічного продукту може бути охарактеризований температурою конденсату цього продукту. Безпосереднє регулювання цих величин з впливом на витрату пари, що є навантаженням конденсатора, не є можливим. У цьому випадку найбільш широко застосовують схеми, що передбачають підтримку постійності тиску парів технологічного продукту з впливом на витрату

холодоагенту або конденсату, оскільки контури регулювання тиску досить динамічні. Регулювання рівня шляхом відведення конденсату (рисунок 1.14, а) забезпечує дотримання матеріального балансу конденсатора. За витратою холодоагенту можна судити про теплове навантаження об'єкта. Зміна витрати конденсату продукту (рисунок 1.14, б) обумовлює зміну теплообмінної поверхні, завдяки частковому заповненню конденсатора рідиною. Останнє, внаслідок того, що при конденсації коефіцієнти передачі парів значно вищі, ніж при охолодженні конденсату, призводить до зміни швидкості теплопередачі. Теплове навантаження об'єкта визначають за поточним значенням рівня конденсату.

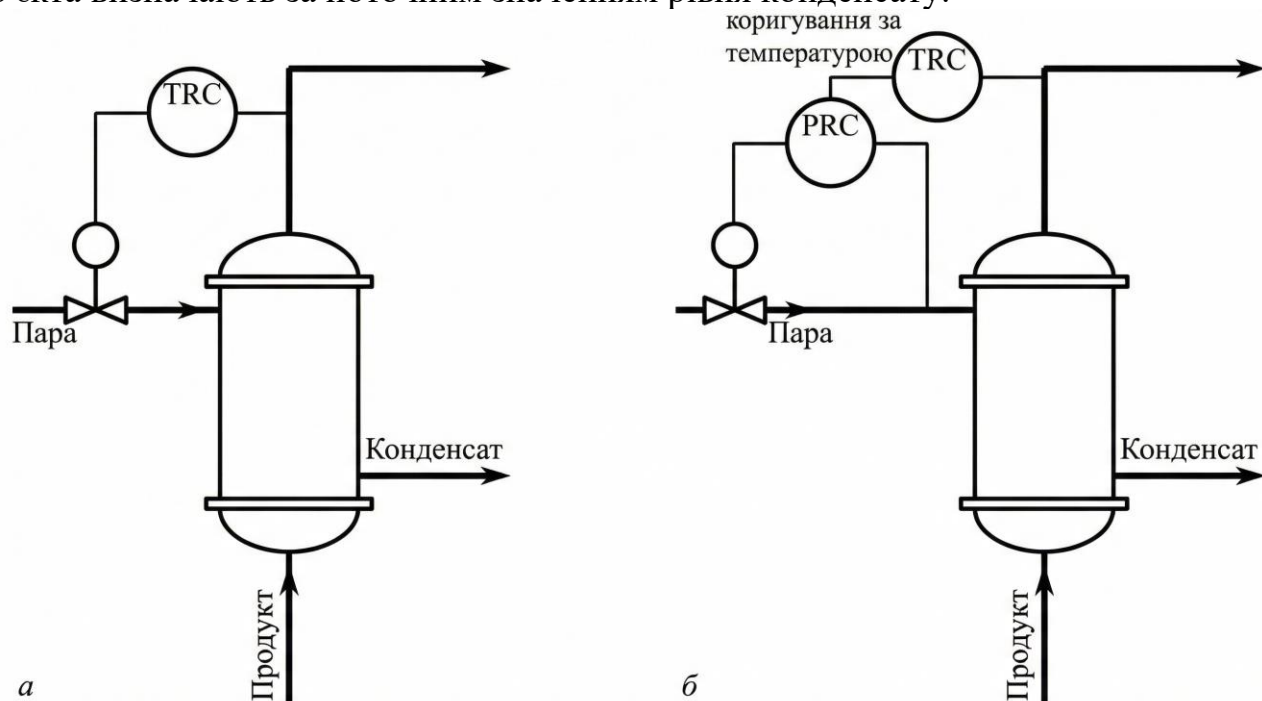


Рисунок 1.12 - а – схема регулювання роботи теплообмінника впливу на витрату нагріваючого потоку; б – каскадна система регулювання температури продукту

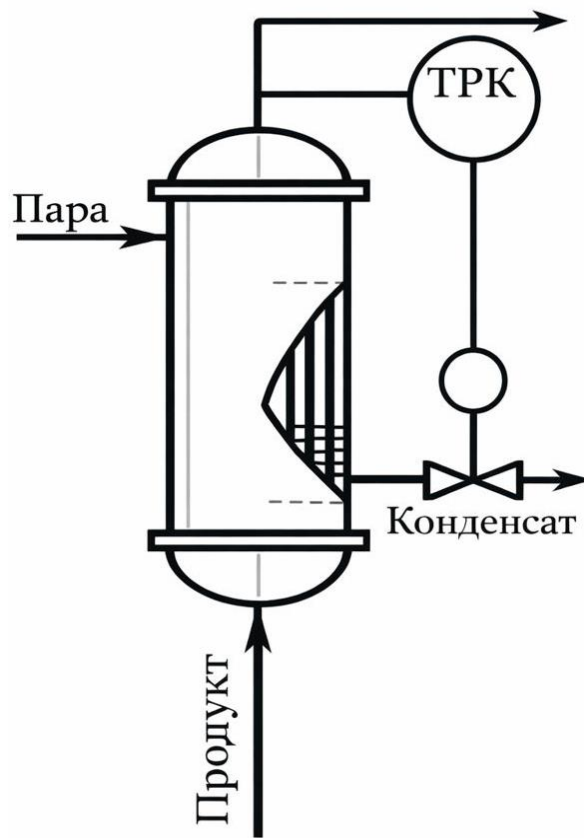


Рисунок 1.13 - Схема регулювання роботи теплообмінника шляхом впливу на витрату конденсату

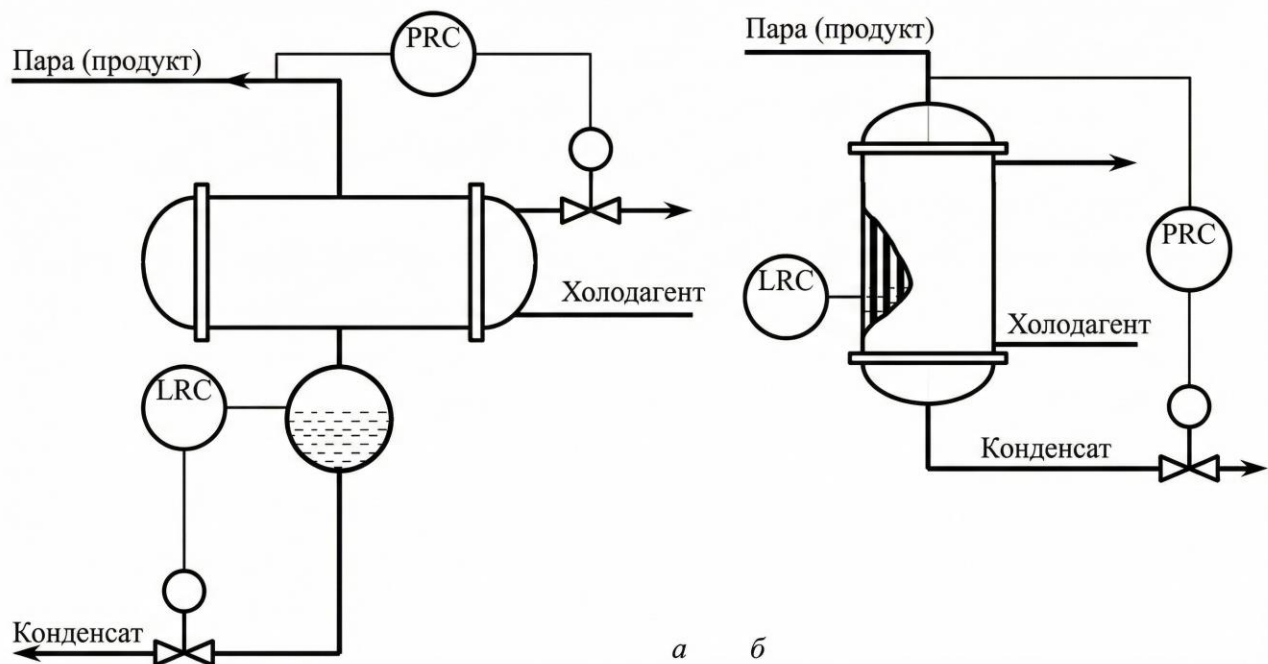


Рисунок 1.14 - Схеми регулювання роботи конденсаторів шляхом впливу на витрати холодагенту (а) і конденсату (б)

Автоматизація трубчастих печей, які є широко поширеними великотоннажними процесами в нафтопереробці. Прокачуваний через змійовик трубчастої печі продукт нагрівається за рахунок тепла, що утворюється при спалюванні паливного газу.

Мета регулювання трубчастих печей – підтримання постійної температури продукту на виході з печі (рисунки 1.15-1.17).



Рисунок 1.15- Структурна схема регулювання трубчастих печей.

Збуреннями об'єкта є:

- витрати і температура вихідного продукту;
- теплотворна здатність палива;
- кількість і температура повітря, що подається для спалювання палива;
- втрати тепла в довкілля.

Ці збурення можна компенсувати за допомогою АСР температури продукту на виході з печі, що керує подачею палива в піч. Однак трубчасті печі мають запізнювання по передачі тепла від димових газів через стінку змійовика до продукту, що проходить по змійовику. Крім того, перехідний процес по каналу «витрата палива – температура продукту на виході» триває кілька годин. Тому при використанні одноконтурної АСР динамічна помилка і час регулювання досягає великих значень.

Разом з тим температура газів над перевальною стінкою досить швидко реагує на зміну режиму роботи печі, обумовлену зміною кількості паливного газу, що подається на спалювання.

Тому істотне поліпшення якості регулювання температури продукту на виході з печі може бути досягнуто застосуванням каскадної схеми регулювання, рисунок 1.16, що складається з регулятора температури продукту на виході з печі (коригувальний регулятор), що впливає на завдання регулятора температури газів

над перевальною стінкою (стабілізуючий регулятор), який керує подачею палива в піч. Стабілізуючий регулятор починає компенсувати виникаючі збурення, що впливають на процес згоряння палива, перш ніж вони призведуть до зміни температури продукту.

При різкій зміні перевантаження печі по витраті нагріваного продукту і при наявності збурення по витраті палива використовують також вище описану схему каскадного регулювання, стабілізуючий регулятор якої впливає на регулятор співвідношення витрат продукту і палива. У цьому випадку регулятор співвідношення керує подачею палива в піч, рисунок 1.17.

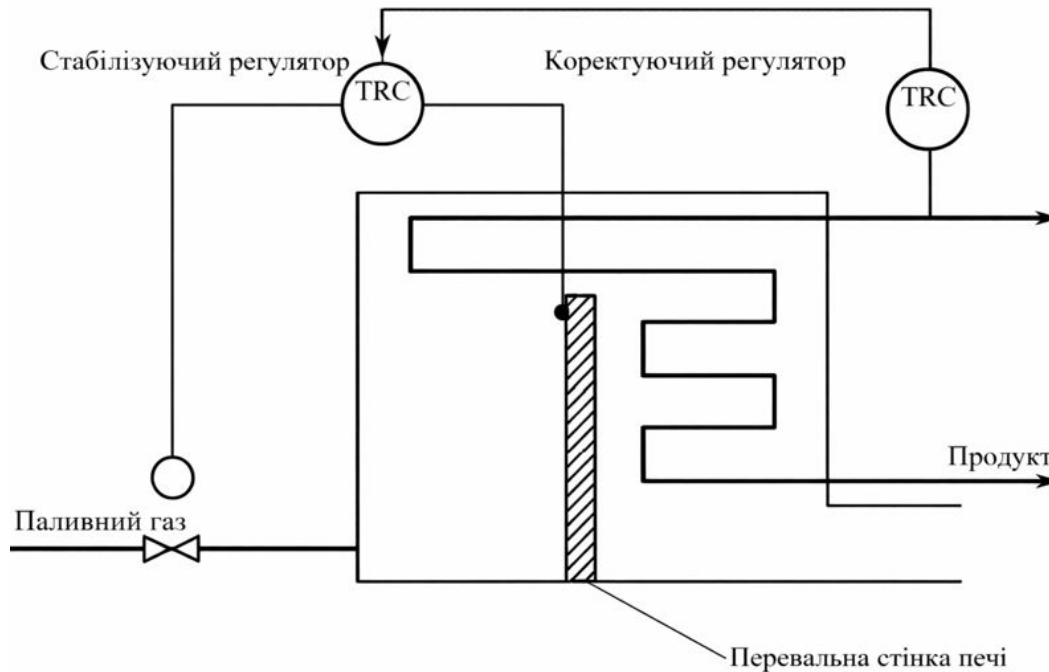


Рисунок 1.16 - Схема пов'язаного регулювання процесу в трубчастій печі.

При примусовій подачі первинного повітря оптимальну його витрату, при якій температура в топці приймає максимальне значення, підтримують за допомогою регулятора співвідношення паливний газ – повітря", що забезпечує задане значення коефіцієнта надлишку повітря, який визначає інтенсивність процесу згоряння.

Якщо при цьому теплотворна здатність палива істотно змінюється, то на регулятор співвідношення направляють коригувальний сигнал від регулятора стабілізації вмісту кисню в топкових газах. Це забезпечує повне згоряння палива і високу якість регулювання.

Сильним збуренням режиму роботи трубчастих печей з боку паливного газу є зміна його тиску. Цю зміну компенсують введенням в АСР температури продукту на виході з печі додаткового регулятора тиску, завдання на який подають від регулятора температури в топковому просторі.

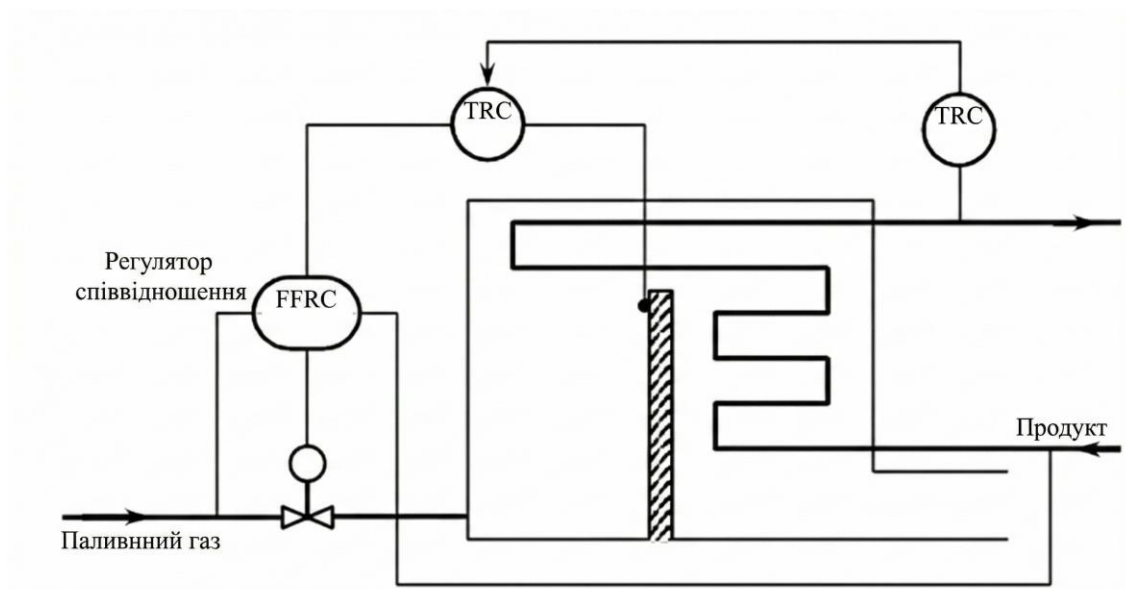


Рисунок 1.17 - Каскадна схема регулювання трубчастої печі з регулятором співвідношення «паливний газ – продукт».

Такі системи забезпечують якісне регулювання витрати паливного газу, оскільки витрата газу значною мірою залежить від його тиску.

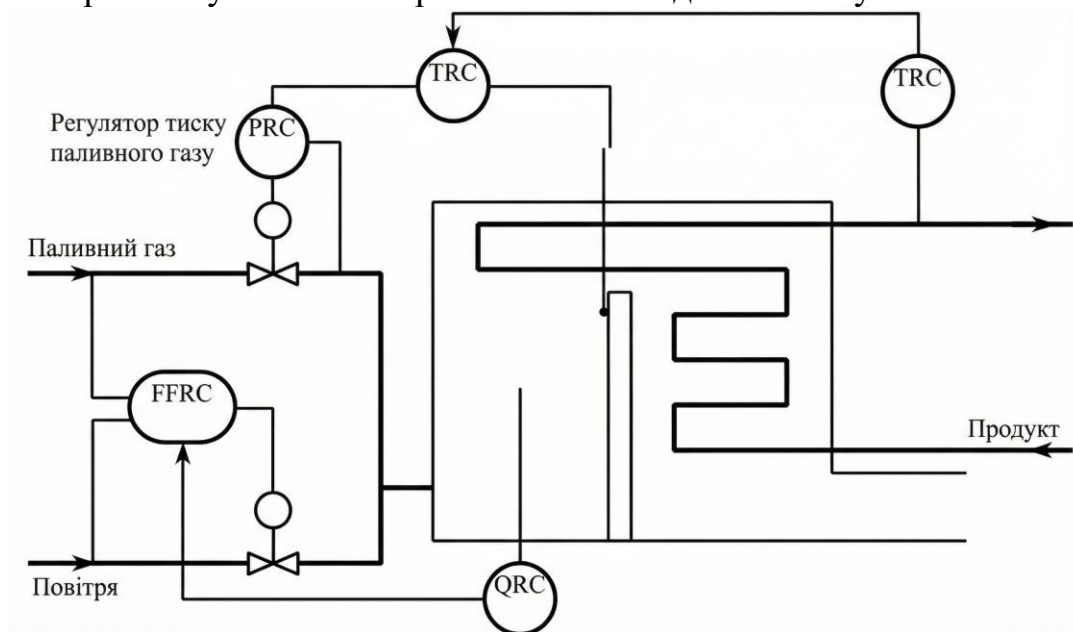


Рисунок 1.18 - Каскадна схема регулювання температури продукту на виході з регулятором співвідношення «паливний газ - повітря» і корекцією за вмістом кисню в топкових газах

Оскільки залежність температури в топці від співвідношення «паливо - повітря» має екстремальний характер, при автоматизації трубчастих печей застосовують системи екстремального регулювання.

На рисунку 1.19 екстремальний регулятор відшукує максимальні значення температури димових газів над перевальною стінкою, впливаючи на регулятор співвідношення «паливний газ - повітря», що керує подачею первинного повітря.

При регулюванні співвідношення «паливний газ - повітря» необхідно забезпечити заходи безпеки, так як при нестачі повітря в топці може утворитися вибухонебезпечна суміш. Слід передбачити обмеження витрати палива так, щоб ця витрата ніколи не перевищувала максимально допустимого значення, що відповідає поточному значенню витрати повітря. При зменшенні витрати повітря відносно певного значення потрібно обов'язково автоматично зменшувати подачу палива в топку.

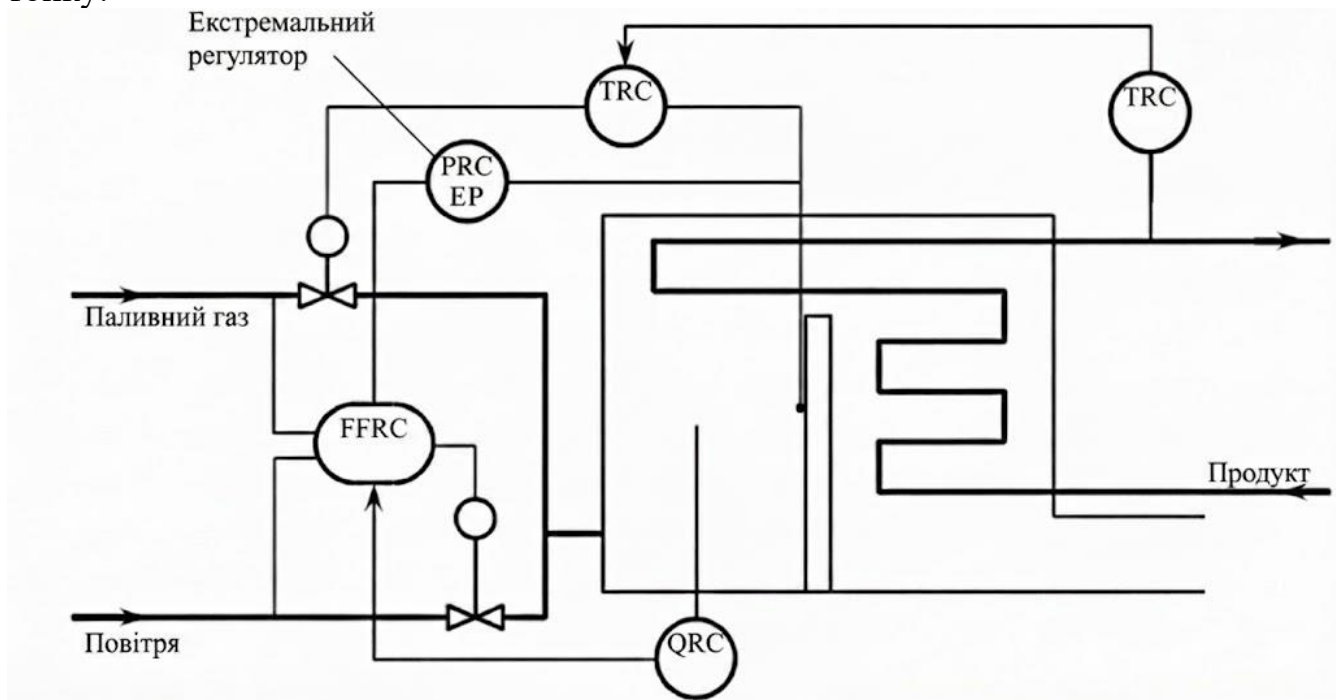


Рисунок 1.19 - Схема регулювання температури продукту в печі з екстремальним регулятором, що коригує співвідношення «газ - повітря».

Процес випарювання. Широко застосовується в технології харчових і неорганічних продуктів. Основні принципи управління процесом випарювання розглянемо на прикладі однокорпусної випарної установки природної циркуляції з виносним кип'ятильником (рисунок 1.20). Мета управління - підтримання певного значення концентрації речовини у випареному розчині.

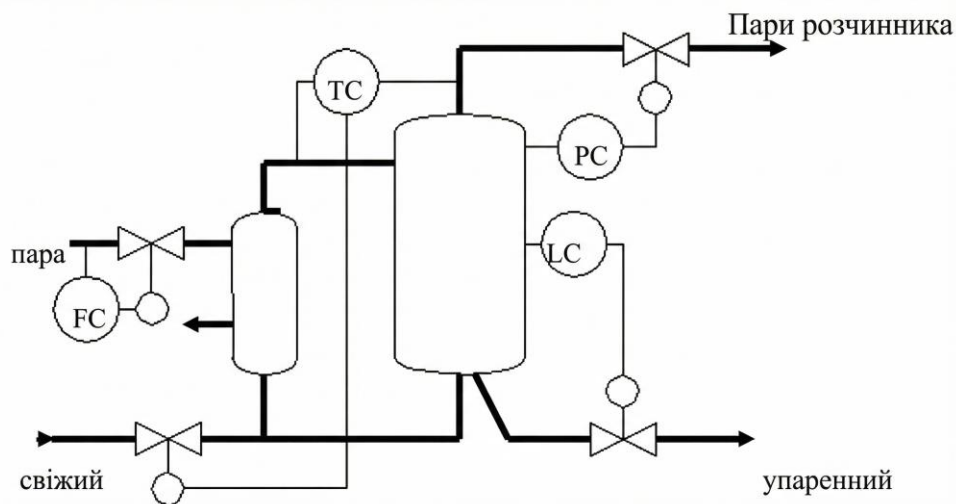


Рисунок 1.20 – Автоматизація процесу випарювання.

Основні збурюючі впливи: зміна концентрації свіжого розчину, коливання витрати розчину, зміна витрати теплоносія. Аналіз об'єкта регулювання показує, що мета управління може бути досягнута шляхом регулювання витрати свіжого розчину в залежності від концентрації випареного розчину. Причому концентрація випареного розчину вимірюється за різницею між температурами кипіння розчину і розчинника (температурною депресією). (Регулятор TC).

Додатково слід регулювати тиск парів розчинника, рівень випареного розчину і витрату теплоносія. При цьому тиск однозначно пов'язаний з температурою парів розчинника. Стабілізація рівня дозволяє виконати вимогу підтримки матеріального балансу. Збурюючий вплив з боку витрати теплоносія компенсується стабілізацією його (контур FC).

Автоматизація масообмінних процесів. Масообмінні процеси застосовуються з метою розділення суміші речовин або отримання цільового продукту заданого складу шляхом переведення одного або декількох компонентів з однієї фази в іншу.

Основною регульованою величиною в таких процесах є концентрація певного компонента в одержуваному продукті (або вміст домішок). Інтенсивність протікання масообмінних процесів залежить від гідродинамічного режиму потоків речовин у технологічних апаратах, а також від тепло- і масообміну між цими потоками.

Як правило, апарати, в яких протікають процеси, характеризуються великою інерційністю і запізнюванням. До масообмінних процесів відносяться: абсорбція, адсорбція, ректифікація, екстракція, сушіння.

Автоматизація процесу абсорбції (рисунок 1.21). Абсорбція - процес поглинання компонентів газової суміші при контактуванні її з рідиною з метою розділення цієї суміші або отримання розчинів компонентів.

Метою управління є підтримка постійності заданої концентрації витягуваного компонента в збідненому газі, а також дотримання матеріального і теплового балансу.

Основними збурюючими впливами є: витрата газового середовища, початкова концентрація компонента.

Регулюючими впливами є: витрата свіжого абсорбенту, витрата збідненого газу, витрата насиченого абсорбенту.

Компенсація зміни витрати вихідного насиченого газу забезпечується шляхом використання регулятора співвідношення витрат цього газу і свіжого абсорбенту, вихідний сигнал якого керує подачею абсорбенту.

При змінній концентрації витягуваного компонента у вихідній суміші додатково передбачають коригування співвідношення витрат насичуючого газу і вихідного абсорбенту за допомогою регулятора концентрації витягуваного компонента в газовій суміші QC_1 .

Завдання ж цьому регулятору забезпечує регулятор концентрації витягуваного компонента в збідненому газі QC_2 .

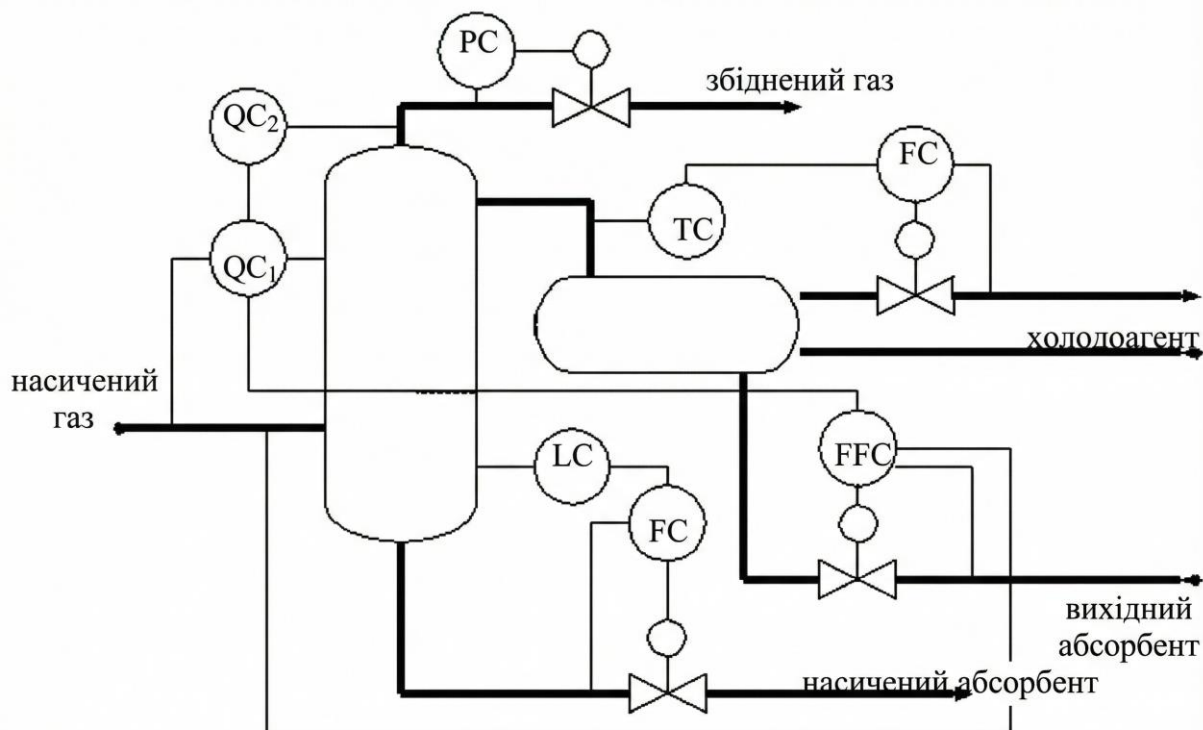


Рисунок 1.21 – Автоматизація процесу абсорбції.

Насичений абсорбент, що відбирається з куба абсорбера, направляють на десорбцію. Тому цілком достатньо забезпечувати рівномірну подачу насиченого абсорбенту в десорбер і одночасно підтримувати сталість рівня в кубі абсорбера. Для цього застосовують двоконтурну каскадну систему регулювання (LC, FC), що впливає на витрату кубового продукту, що відводиться з абсорбера. Стабілізуючим в цій системі є регулятор витрати, а коригуючим – регулятор рівня в кубі.

Збурення по витраті холодоагенту компенсуються за допомогою каскадної системи регулювання витрати холодоагенту з коригуванням по температурі охолодженого абсорбенту.

Тиск (він сприяє вилученню цінних компонентів з газового середовища) стабілізується регулятором тиску на лінії збідненого газу.

Автоматизація процесу ректифікації (рисунок 1.22). Завдання управління процесом полягає в отриманні цільового продукту заданого складу при встановленій продуктивності установки і мінімальних витратах теплоагентів.

Вихідна суміш нагрівається в теплообміннику 1 до температури кипіння і надходить в ректифікаційну колону 3 на тарілку живлення. Рідина, що знаходиться в кубі колони, випаровується у виносному кип'ятильнику 2 і у вигляді парової фази проходить вгору по колоні.

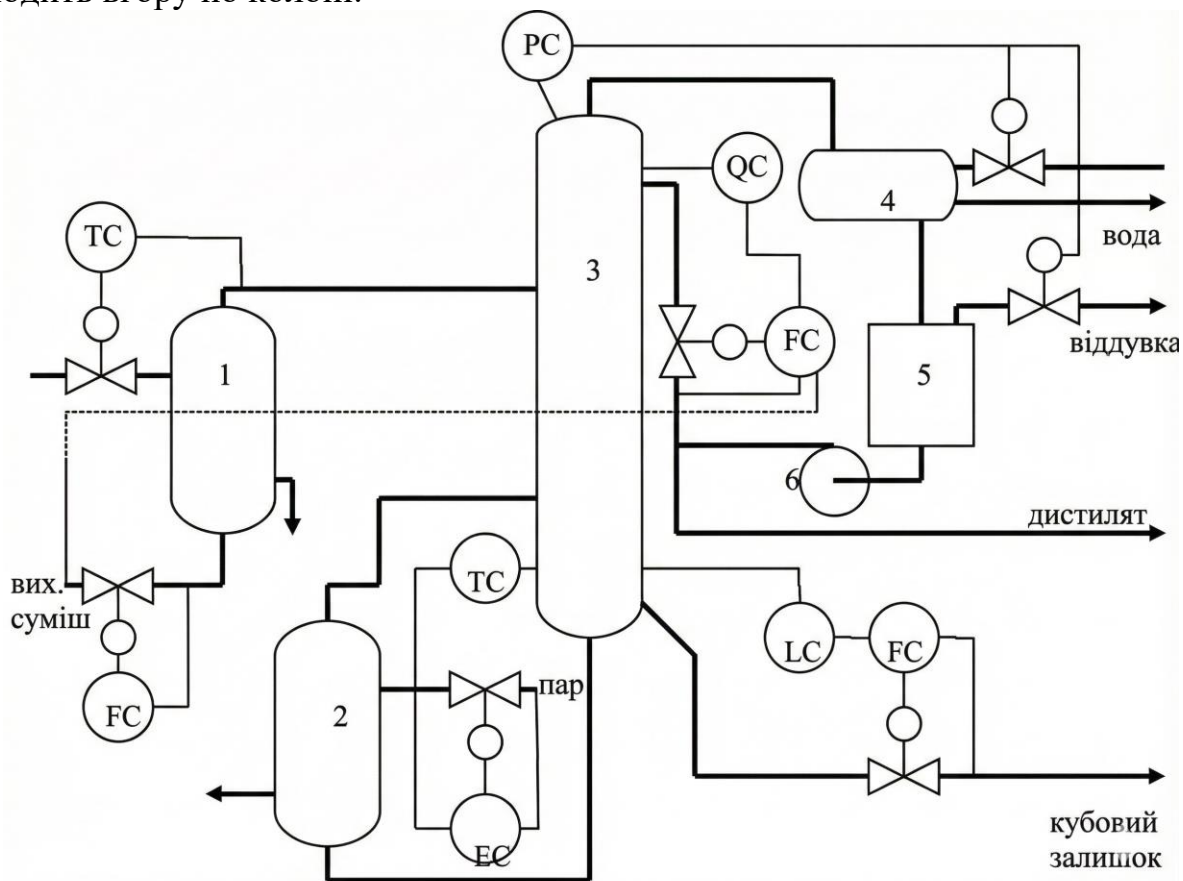


Рисунок 1.22 – Автоматизація процесу ректифікації.

Виходячи з колони, потрапляє в дефлегматор 4, що охолоджується водою. Утворена рідка фаза стікає у флегмову ємність 5, звідки насосом подається у верхню частину колони на зрошення у вигляді флегми і частково відводиться з установки у вигляді дистиляту. Частина кубового продукту, що називається залишком, відводиться з установки. Цільовими продуктами установки можуть бути дистилят або кубовий залишок.

Основними регульованими технологічними величинами є склади дистиляту або кубового залишку.

Збурюючими впливами є: склад, витрата, температура вихідної суміші; параметри тепла і холодоагенту; тиск в колоні та інші величини.

Керуючі впливи: витрати флегми в колону і теплоносія в кип'ятильник. Причому витрата флегми в основному впливає на склад дистиляту, а витрата нагрівальної пари - на склад кубового залишку.

Коливання витрати вихідної суміші (найбільш сильне збурення) компенсується АСР витрати. Вихідна суміш подається при температурі кипіння (підтримується АСР температури).

Гідравлічний опір колони майже не змінюється. Тому тиск достатньо стабілізувати в одному місці (у верхній частині колони). Тиск регулюють витратою холодоагенту в дефлегматор і зміною гідравлічного опору на лінії віддувки. Для реалізації керуючого впливу (витрата флегми) застосовують каскадну схему, в якій регулятор складу дистиляту виробляє коригувальний сигнал, що направляється в якості завдання регулятору витрати флегми.

Для подачі нагрівальної пари в кип'ятильник застосовують систему регулювання витрати, завдання якої змінює регулятор температури на контрольній тарілці відгінної частини колони.

При подальшому розділенні кубового залишку необхідно одночасно забезпечити сталість його рівня в кубі і сталість подачі на наступну по технологічній лінії установку. Для цієї мети використовується АСР витрати зі стабілізуючим регулятором, завдання якому коригується регулятором рівня продукту в кубі колони.

У разі, коли неможливо стабілізувати витрату вихідної суміші, то в контури АСР складів дистиляту (кубового залишку) вводять додаткові контури по збуренню, що враховують зміну витрати вихідної суміші (пунктир на схемі).

Автоматизація процесу сушіння. Сушіння - тепловий процес зневоднення твердих матеріалів шляхом випаровування води і відведення утворених парів. Тривалість процесу сушіння визначається часом, необхідним для зниження вологості матеріалу від початкового значення M_n до кінцевого M_k .

Мета управління полягає в забезпеченні висушування вологого твердого матеріалу, що надходить, до заданого вологовмісту при певній продуктивності по вологому матеріалу.

Основними збуреннями є:

1. зміна витрати, початкової вологості, дисперсного стану твердого матеріалу,
2. зміна витрати і початкової температури теплоносія.

Основна регульована величина - залишкова вологість твердого матеріалу. Однак, внаслідок відсутності надійних вимірювальних перетворювачів залишкової

вологості твердого матеріалу, при автоматизації процесу в якості регульованих величин використовують температуру або вологість сушильного агенту.

Процес сушіння реалізується або в барабанних сушарках, або в сушарках з псевдозрідженим шаром.

Автоматизація барабанної сушарки.

Процес сушіння (рисунок 1.23) зазвичай регулюють за вологістю теплоносія на виході з барабана. Внаслідок великого запізнювання в об'єкті якісне регулювання може бути забезпечено тільки за допомогою багатоконтурних систем. Наприклад, подачею паливного газу керує каскадна система регулювання температури повітря в барабані (стабілізуючий регулятор) з коригуванням за вологістю повітря на виході з сушарки (коригувальний регулятор). При наявності надійного вимірювального перетворювача залишкової вологості висушуваного матеріалу можливе введення в дану систему ще одного контуру з регулятором вологості твердого матеріалу, вихідний сигнал якого в якості завдання направляють на регулятор вологості сушильного агенту.

Для підвищення чутливості АСР температури повітря датчик температури (зазвичай термопара) встановлюють в межах першої третини довжини барабана (оскільки тут температура теплоносія змінюється більш інтенсивно).

Стабілізацію витрати вологого матеріалу забезпечує стабілізуючий регулятор витрати (FC). Повнота згоряння палива забезпечується АСР співвідношення витрат газу і повітря, що забезпечує подачу первинного повітря в топку.

Необхідна температура повітря на вході в барабан забезпечується стабілізуючим регулятором температури, що впливає на подачу вторинного повітря в камеру змішування.

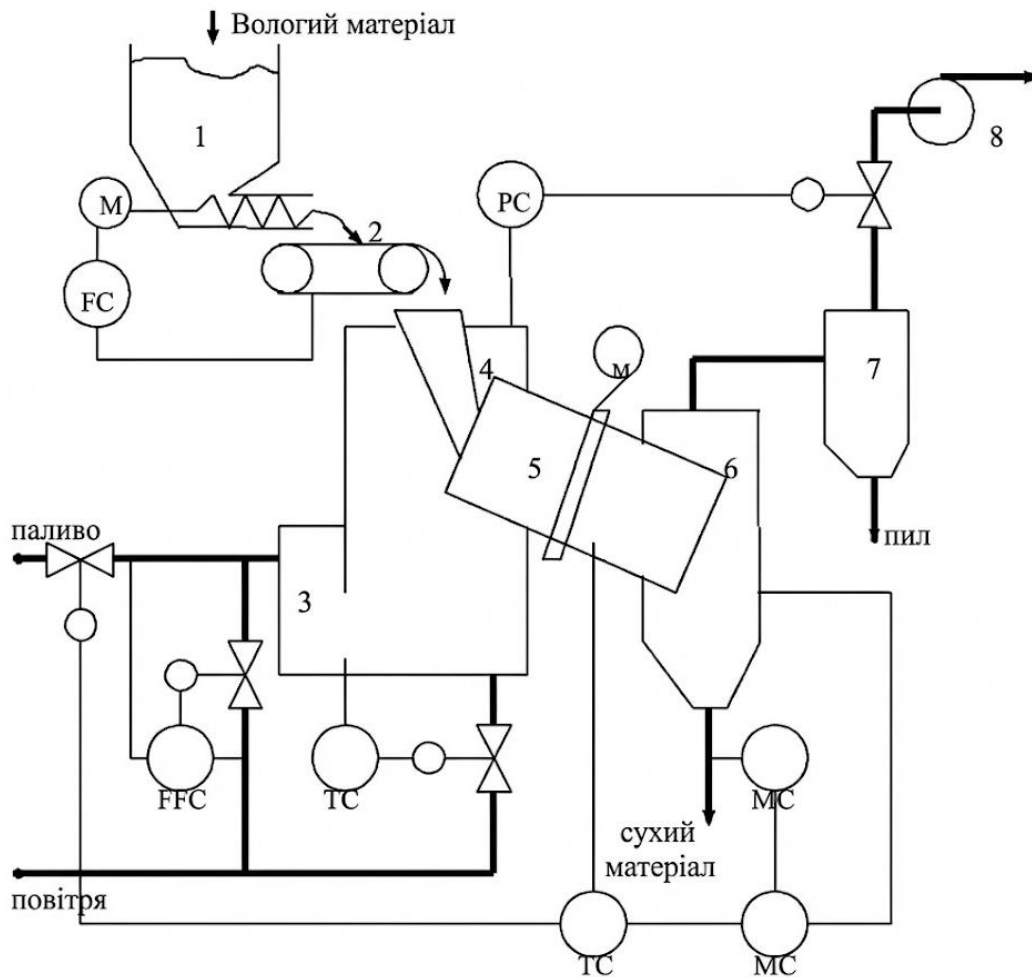


Рисунок 1.23 – Автоматизація барабанної сушарки: 1-бункер, 2-дозатор, 3-топка, 4-змішувальна камера, 5-сушильний барабан, 6-бункер сухого матеріалу, 7-циклон, 8- вентилятор

Навантаження об'єкта по сушильному агенту (повітря) підтримується на постійному значенні регулятором розрідження повітря в змішувальній камері, що впливає на клапан, встановлений на лінії відводу повітря після циклону.

Контролю та реєстрації підлягають витрати паливного газу та вторинного повітря, а також розрядження і температура в бункері сухого матеріалу.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

Залежно від напрямку руху теплоносіїв теплообмінні апарати можна розділити на прямоточні, противоточні, з перехресним і складним потоком. На рисунку 2.1 показані основні схеми руху теплоносіїв.

Якщо обидва теплоносія рухаються в одному напрямку щодо поверхні теплообміну, то таку схему руху теплоносіїв називають прямоточною (рисунки 2.1, а), а якщо в протилежних напрямках - противоточною (рисунки 2.1, б). Схему руху теплоносіїв називають перехресним потоком, якщо теплоносії рухаються в перпендикулярних напрямках відносно поверхні теплообміну (рисунки 2.1, в). Схему руху теплоносіїв називають складним потоком, якщо на різних ділянках теплообміну теплоносії рухаються щодо поверхні теплообміну за різними схемами руху (рисунки 2.1, г).

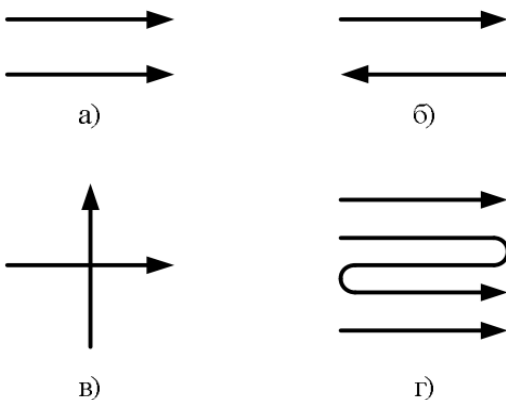


Рисунок 2.1 - Основні схеми руху теплоносіїв: а- прямий потік; б - протитечія; в- перехресний потік; г – складний потік

В інженерних розрахунках розглядають два основних види теплового розрахунку теплообмінних апаратів: тепловий конструктивний і тепловий перевірочний розрахунки.

Тепловий конструктивний розрахунок виконують при проектуванні нових апаратів з метою визначення площі поверхні теплообміну і кількості переданої теплоти.

Тепловий перевірочний розрахунок виконують, якщо відома конструкція теплообмінного апарату і відповідно площа поверхні теплообміну, а необхідно визначити кінцеві температури теплоносіїв і кількість переданої теплоти.

В обох випадках тепловий розрахунок заснований на спільному рішенні рівнянь теплового балансу і теплопередачі.

2.1 Рівняння теплового балансу

У загальному випадку рівняння теплового балансу теплообмінного апарату має вигляд:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (2.1)$$

де Q_1 - кількість теплоти, що віддається гарячим теплоносієм в одиницю асу, Вт;

Q_2 - кількість теплоти, що сприймається холодним теплоносієм в одиницю часу, Вт;

ΔQ - теплові втрати в навколишнє середовище, Вт.

Теплові втрати ΔQ залежать від режиму роботи теплообмінного апарату, його конструкції і якості теплової ізоляції. Величину теплових втрат розраховують індивідуально для кожного теплообмінника.

При допущенні малості теплових втрат рівняння теплового балансу набирає вигляду:

$$Q_1 = Q_2 + Q, \quad (2.2)$$

де Q - теплова потужність теплообмінного апарату, Вт.

Теплову потужність теплообмінного апарату розраховують за формулою:

$$Q = G \times \delta h, \quad (2.3)$$

де G - витрата теплоносія, кг/с;

δh - зміна питомої ентальпії, Дж / кг.

Зміна питомої ентальпії визначається:

а) для однофазних теплоносіїв:

$$\delta h = c_p \times \delta T, \quad (2.4)$$

б) при фазовому переході (кипіння або конденсація)

$$\delta h = r, \quad (2.5)$$

де c_p - питома ізобарна теплоємність, Дж / (кг·К);

δT - зміна температури однофазного теплоносія;

r - прихована теплота фазового переходу.

Питому теплоємність c_p знаходять за довідником [1] при середній температурі теплоносія $T = \frac{(T' + T'')}{2}$, а теплоту фазового переходу r - при температурі насичення T_n [1].

Таким чином, в залежності від фазового стану холодного і гарячого теплоносіїв можливі наступні варіанти запису рівняння теплового балансу:

- для однофазних теплоносіїв:

$$Q = G_1 \times c_{p1} \times (T_1' - T_1'') = G_2 \times c_{p2} \times (T_2' - T_2''), \quad (2.6)$$

- при зміні агрегатного стану гарячого теплоносія (конденсація):

$$Q = G_1 \times r_1 = G_2 \times c_{p2} \times (T_2' - T_2''), \quad (2.7)$$

- при зміні агрегатного стану холодного теплоносія (кипіння):

$$Q = G_1 \times c_{p1} \times (T_1' - T_1'') = G_2 \times r_2, \quad (2.8)$$

- при зміні агрегатного стану обох теплоносіїв:

$$Q = G_1 \times r_1 = G_2 \times r_2. \quad (2.9)$$

Формули (2.6) ÷ (2.9) наведені для сухої насиченої водяної пари. У теплообмінник пар може надходити як в перегрітому, так і у вологому насиченому стані. Відмінність реального стану пара від стану сухого насиченого враховують при розрахунку теплового потоку фазового переходу:

а) для вологого насиченого водяного пару:

$$Q = G \times r \times x, \quad (2.10)$$

б) для перегрітого пару:

$$Q = G \times (r + q_{пер}), \quad (2.11)$$

де x - ступінь сухості пару;

$q_{пер} = h_{н.н} - h_{с.н.н}$ - питома теплота перегріву, Дж / кг;

$h_{н.н}$ і $h_{с.н.н}$ - питомі ентальпії перегрітого пару і сухого насиченого водяного пару, Дж / кг.

Витрати теплоносіїв розраховують за рівнянням нерозривності:

$$G = p \times \bar{w} \times f. \quad (2.12)$$

Щільність теплоносія ρ знаходять за довідником [1] при середній температурі теплоносія $T = \frac{(T' + T'')}{2}$.

Площа поперечного перерізу каналу розраховують за формулами:

- кругла одиночна труба з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}}$:

$$f = \frac{\pi \times d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (2.13)$$

- n круглих труб з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}}$:

$$f = \frac{\pi \times d_{\text{вн}}^2}{4} \times n, \quad (2.14)$$

- кільцевий канал теплообмінника типу «труба в трубі»:

$$f = \frac{\pi \times D^2}{4} - \frac{\pi \times d_{\text{нар}}^2}{4}, \quad (2.15)$$

де D - внутрішній діаметр зовнішньої труби, м;

$d_{\text{нар}}$ - зовнішній діаметр внутрішньої труби, м;

- зовнішній канал для проходу теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника з числом трубок n :

$$f = \frac{\pi \times D^2}{4} - \frac{\pi \times d_{\text{нар}}^2}{4} \times n, \quad (2.16)$$

де D - внутрішній діаметр кожуха, м;

$d_{\text{нар}}$ - зовнішній діаметр внутрішніх трубок, м;

- канал для проходу теплоносіїв пластинчастого теплообмінника:

$$f = s \times b, \quad (2.17)$$

де b - ширина пластини, м;

s - відстань між пластинами, м.

2.2 Рівняння теплопередачі

Рівняння теплопередачі в рекуперативному теплообмінному апараті має вигляд:

$$Q = k \times \overline{\Delta T} \times F, \quad (2.18)$$

де Q - теплова потужність теплообмінника, Вт;

k - середній коефіцієнт теплопередачі через розділяючу теплоносії стінку, Вт / (м²·К);

$\overline{\Delta T}$ - середня різниця температур (середній температурний напір), °С;

F – площа поверхні теплообміну, м².

Теплову потужність теплообмінного апарату розраховують за рівнянням теплового балансу. при тепловому перевірному розрахунку площа теплообміну відома, а при конструктивному розрахунку площа поверхні теплообміну F знаходять з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \times \overline{\Delta T}}. \quad (2.19)$$

З останнього виразу випливає, що при розрахунку площі поверхні теплообміну завдання зводиться до обчислення коефіцієнта теплопередачі і середньої різності температур теплоносіїв.

2.3 Розрахунок середнього температурного напору

На рисунку 2.2 представлені температурні графіки з трансформаційних змін температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну для різних схем руху теплоносіїв. Середній температурний напір (середню різницю температур) для прямоточної і противоточної схем руху теплоносіїв розраховують за формулами:

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T}_a = \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min}}{2} \text{ якщо } \Delta T_{max} / \Delta T_{min} \leq 2, \quad (2.20)$$

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T}_l = \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \text{ якщо } \Delta T_{max} / \Delta T_{min} > 2, \quad (2.21)$$

де ΔT_{max} і ΔT_{min} - максимальна і мінімальна різниці температур теплоносіїв (рисунк 2.2), °С;

$\overline{\Delta T}_a$ - середньоарифметична різниця температур, °С;

$\overline{\Delta T}_l$ - середньологарифмічна різниця температур, °С.

Для визначення середньої різниці температур при складному русі теплоносіїв будують температурний графік $T = f(F)$ для протікання і ΔT , розраховану за формулами (2.20) або (2.21), множать на поправочний коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta T}$, що враховує особливості теплообміну при складному потоці. По рисунку 2.2 визначається $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$, де комплекси P і R відповідно рівні:

$$P = \frac{\delta T_2}{T_1 - T_2}; R = \frac{\delta T_1}{\delta T_2}, \quad (2.22)$$

де δT_1 і δT_2 - зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну (рисунок 2.2), °C.

Рівняння теплового балансу для однофазних теплоносіїв (2.6) можна записати у вигляді:

$$W_1 \times \delta T_1 = W_2 \times \delta T_2 \text{ або } \frac{\delta T_2}{\delta T_1} = \frac{W_1}{W_2}, \quad (2.23)$$

де - $W_1 = G_1 \times c_{p1}$ та $W_2 = G_2 \times c_{p2}$ - витратні теплоємності (водяні еквіваленти) гарячого і холодного теплоносіїв, Вт / К.

Зміна температури однофазних теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну підпорядковується експоненціальним законом [2]. При цьому з співвідношень (2.23) слід обернено пропорційна залежність між водяними еквівалентами і змінами температури уздовж поверхні теплообміну (рисунок 2.2):

$$\text{якщо } W_1 > W_2 \text{ тоді } \delta T_1 < \delta T_2. \quad (2.24)$$

$$\text{якщо } W_1 < W_2 \text{ тоді } \delta T_1 > \delta T_2. \quad (2.25)$$

Теплоносію з великим водяним еквівалентом відповідає менша зміна температури уздовж поверхні теплообміну і відповідно навпаки, теплоносію з меншим водяним еквівалентом відповідає більша зміна температури уздовж поверхні теплообміну.

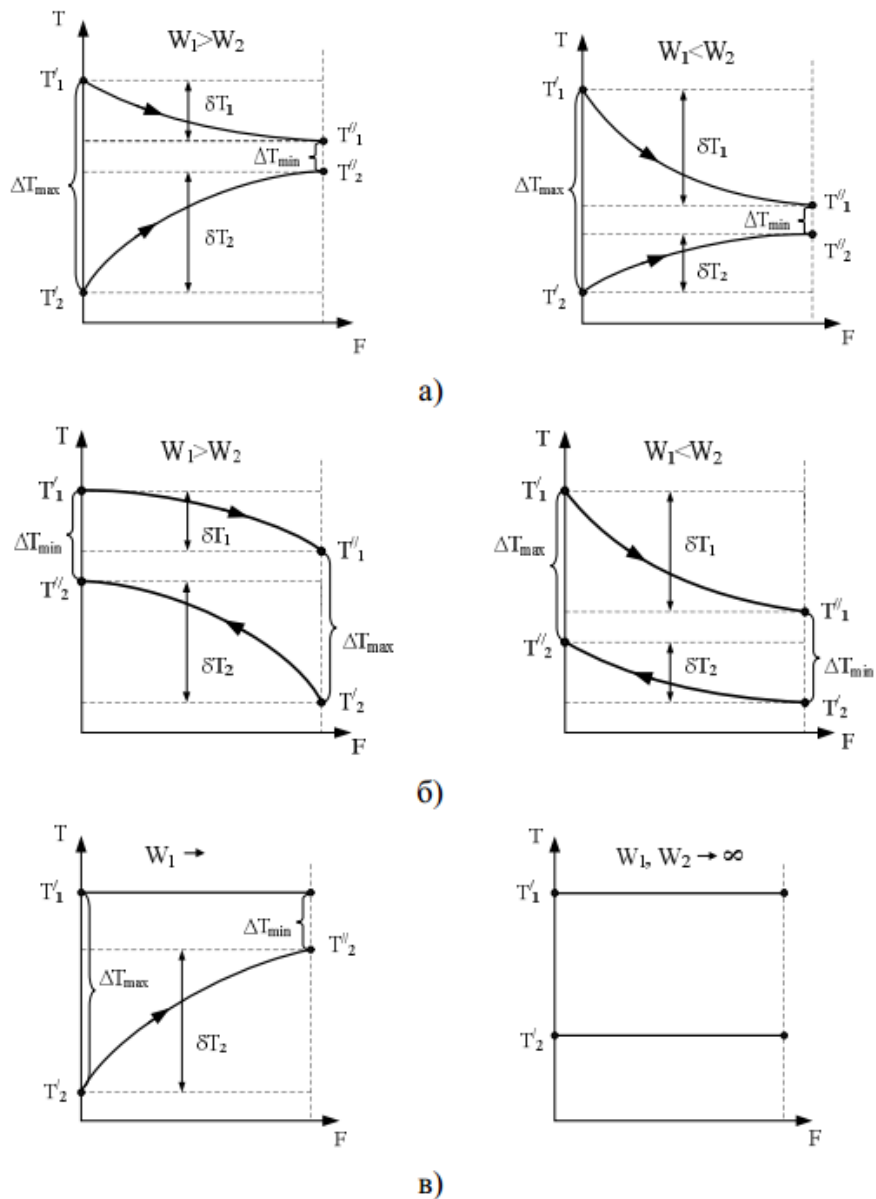


Рисунок 2.2 - Зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну: а) при прямиотці; б) при протivotотці; в) при зміні агрегатного стану теплоносіїв

При прямиотці опуклість температурних кривих спрямована завжди всередину графіка (назустріч один одному) (рисунок 2.2, а).

При протivotотці схемою руху теплоносіїв (рисунок 2.2, б) опуклість кривих зміни температури теплоносіїв спрямована в бік великого водяного еквівалента, тобто в сторону теплоносія з меншим зміною температури

Якщо теплоносієм є вологий або сухий насичений водяний пар, то в процесі теплопередачі його температура не змінюється і дорівнює температурі насичення при даному тиску:

$$T_1' = T_1'' = T_H \text{ або } T_2' = T_2'' = T_H. \quad (2.26)$$

2.4 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі через стінку круглої труби розраховують за формулою [6]:

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{a_1 \times d_{сн}} + \frac{1}{2 \times \lambda} \right)}, \quad (2.27)$$

де d_{cp} , $d_{сн}$ і $d_{нар}$ - середній, внутрішній і зовнішній діаметри трубки, м;

λ_w - коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок, Вт / (м·К);

$R_{заг}$ - термічний опір забруднень з обох сторін стінки (накип, сажа та ін.), м²·К/Вт.

При визначенні d_{cp} необхідно враховувати наступне правило:

якщо $a_1 > a_2$ тоді $d_{cp} = d_{нар}$,

якщо $a_1 \approx a_2$ тоді $d_{cp} = 0.5 \times (d_{сн} + d_{нар})$,

якщо $a_1 < a_2$ тоді $d_{cp} = d_{сн}$.

Коефіцієнт теплопередачі для тонкостінних труб, для яких виконується умова $\frac{d_{нар}}{d_{сн}} < 2$, можна розраховувати за формулами теплопередачі через плоску стінку [2]. У цьому випадку похибка розрахунку не перевищує 4 %.

Коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку розраховують за формулою [6]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (2.28)$$

де δ - товщина плоскої стінки або $\delta = 0.5 \times (d_{сн} + d_{нар})$ - товщина стінки труби, м.

Величину термічного опору $R_{заг}$ приймають за експериментальними даними або розраховують по формулами:

- в рівнянні (2.27):

$$R_{заг} \approx \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_{нар}}{d_{сн}} + \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.29)$$

- в рівнянні (2.28):

$$R_{\text{заг}} \approx \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad (2.30)$$

де δ_1 і δ_2 - товщини відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки, м;

λ_1 і λ_2 - коефіцієнти теплопровідності відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки, Вт / (м·К).

2.5 Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі a_1 і a_2

Коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого a_1 із боку холодного a_2 теплоносіїв знаходять за емпіричними критеріальними формулами, в залежності від виду теплообміну (вільна і вимушена конвекція, кипіння, конденсація), характеру течії (течія в трубах і каналах, поздовжнє або поперечне обтікання трубних пучків і т.д.), режиму течії (ламінальний, перехідний, турбулентний), розташування поверхні нагрівання (горизонтальне або вертикальне).

Алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі по критеріальним формулам для однофазних теплоносіїв полягає в наступному.

1. Визначають вид конвективного теплообміну: вільна чи вимушена конвекція і об'єкт, де вона відбувається і з літератури [2-7] вибирають критеріальне рівняння відповідне даному виду конвективного теплообміну. Основні критеріальні рівняння наведені нижче в даному посібнику.

2. Відповідно до вимог, викладених в коментарях до критеріальним рівнянням, знаходять визначальні параметри:

- визначаємий розмір;
- визначальну температуру, по якій з довідкових таблиць [1] знаходять фізичні властивості текучого середовища
- при вимушеному русі швидкість течії флюїду.

Якщо швидкість теплоносія невідома, то її розраховують з рівняння нерозривності (2.12).

3. Визначають режим течії середовища:

- при вимушеному русі рідини або газу за критерієм Рейнольдса (Re);
- при вільному русі флюїду за критерієм Релея (Ra).

Уточнюють вид критеріальної формули в залежності від режиму руху текучого середовища.

4. За критеріальним рівнянням знаходять безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі - число Нуссельта (Nu).

5. Використовуючи визначення критерію Нуссельта, розраховують коефіцієнт конвективної тепловіддачі a :

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{R} \quad (2.31)$$

У критеріальні рівняння входять величини, що залежать від температур зовнішньої і внутрішньої стінок T_{w1} і T_{w2} , які заздалегідь невідомі, тому T_{w1} і T_{w2} розраховують методом послідовних наближень.

Перший алгоритм уточнення температур стінок T_{w1} і T_{w2}

1. Задають невідомі температури стінок T_{w1} і T_{w2} в першому наближенні:

$$T_{w1} = T_1 - \frac{\Delta \bar{T}}{2}, \quad (2.32)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (1 \div 3). \quad (2.33)$$

2. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок λ_w знаходять за довідником [1] при середній температурі стінки $\frac{(T_{w1} + T_{w2})}{2}$.

3. За критеріальним рівнянням визначають коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 і α_2 .

4. Розраховують коефіцієнт теплопередачі k через стінку теплообмінника.

5. Уточнюють температури стінок T_{w1} і T_{w2} . Для цього розраховують щільність теплового потоку через стінку між середніми температурами T_1 і T_2 теплоносіїв:

$$q = k(T_1 - T_2). \quad (2.34)$$

Тоді температури стінок дорівнюватимуть:

$$q = \alpha_1 (T_1 - T_{w1}) \Rightarrow T_{w1} = T_1 - \frac{q}{\alpha_1}, \quad (2.35)$$

$$q = \alpha_2 (T_2 - T_{w2}) \Rightarrow T_{w2} = T_2 - \frac{q}{\alpha_2}. \quad (2.36)$$

Якщо розбіжність між отриманими і заданими значеннями температур стінок більше 5 %, то розрахунок повторюють з пункту 2 першого алгоритму для нових значень температур стінок T_{w1} і T_{w2} .

Другий алгоритм уточнення температур стінок T_{w1} і T_{w2} .

1. У першому наближенні приймають коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , використовуючи наступні рекомендації [2, 11, 12]:

нагрівання та охолодження газів $4 \div 50 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

нагрівання та охолодження води	500 ÷ 10000 Вт / (м ² ·К),
нагрівання та охолодження масел	50 ÷ 1000 Вт / (м ² ·К),
кипіння води	1000 ÷ 45000 Вт / (м ² ·К),
плівкова конденсація водяної пари	4000 ÷ 15000 Вт / (м ² ·К).

2. Знаходять коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ_w за довідником $\frac{(T_1 + T_2)}{2}$,

[1] при температурі стінки, яку в першому наближенні вважають рівною T_1 і T_2 середні температури теплоносіїв.

3. Знаходять температури стінок T_{w1} і T_{w2} по рівняннях:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3, \quad (2.37)$$

$$\frac{\Delta T_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta T_2}{R_{t,2}} = \frac{\Delta T_3}{R_{t,3}}, \quad (2.38)$$

де $\Delta T = T_1 - T_2$ - перепад температур між гарячим і холодним теплоносіями, °С;

$\Delta T_1 = T_1 - T_{w1}$ - перепад температур між гарячим теплоносієм і стінкою, °С;

$\Delta T_2 = T_{w1} - T_{w2}$ - перепад температур в стінці, °С;

$\Delta T_3 = T_{w2} - T_2$ - перепад температур між стінкою і холодним теплоносієм,

$R_{t,1} = \frac{1}{\alpha_1}$ - термічний опір тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки, (м²·К)/Вт;

$R_{t,2} = \frac{\delta}{\lambda_w}$ - термічний опір теплопровідності стінки, (м²·К)/Вт;

$R_{t,3} = \frac{1}{\alpha_2}$ - термічний опір тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія, (м²·К)/Вт;

δ - товщина плоскої стінки або $\delta = 0.5 \times (d_{нар} - d_{сн})$ - товщина стінки труби, м.

В результаті спільного рішення рівнянь (2.37) і (2.38) отримують:

$$T_{w1} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \times R_{t,1}, \quad (2.39)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}}. \quad (2.40)$$

4. За критеріальним рівнянням визначають коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого α_1 і з боку холодного α_2 теплоносіїв. Якщо розбіжність між отриманим і

заданим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі більше 5 %, то розрахунок повторюють з пункту 2 для нових значень α_{11} і α_2 .

При виконанні конструктивного розрахунку швидкості руху теплоносіїв приймають в інтервалі 0,5 ÷ 3 м/с для рідин та 5 ÷ 20 м/с для газів. Якщо необхідно отримати компактний теплообмінник, то вибирають більш високі швидкості. Якщо розміри теплообмінника не лімітовані, а експлуатаційні витрати на транспорт теплоносіїв необхідно звести до мінімуму, то вибирають швидкості на лівій межі інтервалу рекомендованого інтервалу. Оптимальне значення швидкостей руху теплоносіїв може бути отримано при проведенні техніко-економічного розрахунку.

При виконанні перевірного розрахунку швидкості руху теплоносіїв знаходять з рівняння нерозривності (2.12). Нижче наведені критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в найбільш важливих випадках теплообміну [7].

Коефіцієнт тепловіддачі при русі теплоносія в прямих трубах круглого перетину або в каналах не круглого перетину без зміни агрегатного стану (щілинний канал пластинчастого теплообмінника, між трубний простір кожухотрубного теплообмінника без перегорожок і теплообмінника типу «труба в трубі») визначають по критеріальним рівнянням:

- при розвиненому турбулентному русі ($Re \geq 10^4$):

$$\overline{Nu} = 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25}, \quad (2.41)$$

де Pr і Pr_w - критерій Прандтля при визначальній температурі T_0 і при температурі стінки T_w .

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в рівнянні (2.41) дорівнює середній температурі теплоносія $T_0 = T = \frac{(T' + T'')}{2}$, а визначальним розміром є внутрішній діаметр труби $R_0 = d_{\text{вн}}$.

При русі теплоносія в каналах складної форми в якості визначального розміру приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{\text{екв}}$, який дорівнює:

- для щілинного каналу пластинчастого теплообмінника:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \times s \times b}{s + b}, \quad (2.42)$$

де b - ширина пластини, м;

s - відстань між пластинами, м;

- для кільцевого каналу теплообмінника типу «труба в трубі»:

$$d_{\text{екс}} = D - d_{\text{нар}}, \quad (2.43)$$

де D - внутрішній діаметр зовнішньої труби, м;

$d_{\text{нар}}$ - зовнішній діаметр внутрішньої труби, м;

- для зовнішнього каналу проходу теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника з числом трубок n :

$$d_{\text{екс}} = \frac{D^2 - d_{\text{нар}}^2 \times n}{D + d_{\text{нар}} \times n}, \quad (2.44)$$

де D - внутрішній діаметр кожуха, м;

$d_{\text{нар}}$ - зовнішній діаметр внутрішніх трубок, м.

При русі теплоносія в вигнутих трубах (колінах, зміївках) відбувається його додаткова турбулізація і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі. Для розрахунку тепловіддачі в вигнутих трубах необхідно число Нуссельта, розраховане за формулою (2.41), помножити на поправочний коефіцієнт:

$$\varepsilon_r = \frac{1 + 1.8 \times d_{\text{екс}}}{R_r}, \quad (2.45)$$

де R_r - радіус вигину (вигину), м.

- при ламінарному режимі течії ($Re \leq 2300$) можливі два випадки:

а) при значеннях числа Релея $Ra < 8 \cdot 10^5$ вплив вільної конвекції можна не враховувати і коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, який рухається в трубах круглого перерізу, визначають по рівнянню:

$$\overline{Nu} = 1.55 \times (Re \times Pr \times \frac{d_{\text{екс}}}{l})^{1/3} \times (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}, \quad (2.46)$$

де μ і μ_w - динамічний коефіцієнт в'язкості текучого середовища при середній температурі теплоносія і при температурі стінки T_w , Па·с.

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в рівнянні (2.46) дорівнює середній температурі теплоносія і стінки

$T_0 = 0.5(T_w + T)$, де $T = \frac{(T' + T'')}{2}$. Визначальний розмір дорівнює внутрішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{\text{екс}}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{\text{зкс}}$.

б) при значеннях числа Релея $Ra \geq 8 \cdot 10^5$ настає так званий в'язкісно-гравітаційний режим, при якому впливом вільної конвекції знехтувати не можна. В цьому режимі на тепловіддачу істотно впливає і вимушений рух і вільна конвекція.

Коефіцієнт тепловіддачі при в'язкісно-гравітаційному режимі течії знаходять за рівнянням:

$$\overline{Nu} = 0.15 \times Re^{0.33} \times Pr^{0.33} \times (Gr \times Pr)^{0.1} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25}. \quad (2.47)$$

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в рівнянні (2.47) дорівнює середній температурі теплоносія $T_0 = T = \frac{(T' + T'')}{2}$. Визначальний розмір дорівнює внутрішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{\text{вн}}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{\text{екв}}$. При цьому визначальна температура для розрахунку критерію Релея дорівнює середній температурі теплоносія і стінки $T_0 = 0.5(T_w + T)$, де $T = \frac{(T' + T'')}{2}$.

- при перехідному режимі руху теплоносіїв ($2300 < Re < 10^4$) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою:

$$\overline{Nu} = K_0 \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25}, \quad (2.48)$$

де комплекс K_0 знаходять по таблиці 2.1 в залежності від числа Рейнольдса.

Таблиця 2.1 - Залежність комплексу K_0 від числа Рейнольдса

$Re \cdot 10^{-3}$	2.2	2.3	2.5	3.0	3.5	4.0	5	6	7	8	9	10
K_0	2.2	3.6	4.9	7.5	10	12.2	16.5	20	24	27	30	33

При плівковій конденсації насиченої пари і ламінарному плинні плівки конденсату під дією сили тяжіння коефіцієнт тепловіддачі розраховують по формулою [2,3]:

$$\bar{\alpha} = a \times \sqrt[4]{\frac{g \times r \times \rho_{\text{пл}}^2 \times \lambda_{\text{пл}}^3}{\mu_{\text{пл}} \times (T_H - T_w) \times b}}, \quad (2.49)$$

де $a = 0.943$,

$b = H$ - для вертикальної поверхні;

$a = 0,728$,

$b = d_{\text{нар}}$ - для горизонтальної труби.

Для горизонтальної труби ламінарний режим течії плівки існує, якщо виконується умова:

$$d_{\text{нар}} < 20 \times \left(\frac{\sigma_{\text{пл}}}{g \times \rho_{\text{пл}}}\right)^{0.5}. \quad (2.50)$$

Фізичні властивості конденсату знаходять при температурі насичення T_H .

Формули для розрахунку локальних коефіцієнтів тепловіддачі, тепловіддачі при хвильовому і турбулентному плинні плівки, а також товщини конденсатної плівки наведені в літературі [2–5].

При бульбашковому кипінні у великому обсязі в умовах природної конвекції (на зовнішній поверхні пучків труб) [2, 3, 6]:

$$a = 38.7 \times \Delta T^{2.33} \times p_H^{0.5}, \quad (2.51)$$

$$a = 3.0 \times q^{0.7} \times p_H^{0.15}, \quad (2.52)$$

де p - тиск насичення, бар;

q - щільність теплового потоку, Вт / м²;

$\Delta T = (T_w + T_H)$, - перегрів рідини в прикордонному шарі.

При бульбашковому кипінні в трубах і каналах в умовах вільного або вимушеного руху [2] розрахунок коефіцієнта тепловіддачі виконують за таким алгоритму.

а) знаходять коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в великому обсязі $a_{кип}$ за формулами (2.51) або (2.52).

б) розраховують коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному турбулентному плинні в трубах і каналах a_w по критеріальному рівнянню (2.41). При цьому в якості визначальною температури необхідно прийняти температуру насичення T_H при даному тиску.

в) розраховують відношення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і вимушеному русі $a_{кип} / a_w$:

$$\text{якщо } \frac{a_{кип}}{a_w} > 2 \text{ тоді } a = a_{кип},$$

$$\text{якщо } \frac{a_{кип}}{a_w} < 0.5 \text{ тоді } a = a_w,$$

$$\text{якщо } 0.5 < \frac{a_{кип}}{a_w} < 2 \text{ тоді } a = a_w \times \varepsilon_{кип},$$

де $\varepsilon_{кип} = \frac{4 \times a_w \times a_{кип}}{5 \times a_w - a_{кип}}$ - поправочний коефіцієнт на тепловіддачу при кипінні.

Якщо теплоносієм є випромінюючий газ, то в цьому випадку теплообмін між газом і стінкою відбувається шляхом конвективного і променистого теплообміну. Тоді коефіцієнт тепловіддачі знаходять за формулою:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{\lambda}, \quad (2.53)$$

де α_k - коефіцієнт конвективної тепловіддачі, Вт / (м²·К);

α_{λ} - коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт / (м²·К).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховують за формулою:

$$\alpha_{\lambda} = \frac{q_{\lambda}}{T_r - T_w}, \quad (2.54)$$

де q_{λ} - щільність теплового потоку, переданого випромінюванням, Вт / м²;

T_r - температура газу, °С.

Щільність променистого теплового потоку знаходять по формулі Нуссельта:

$$q_{\lambda} = \varepsilon_{np} \times \sigma_o \times (T_r^4 - T_w^4) \times F, \quad (2.55)$$

де ε_{np} - приведена ступінь чорноти;

$\sigma_o = 5,67 \cdot 10^8$ Вт / (м²·К⁴) - постійна Стефана-Больцмана;

T_r і T_w – температур газу і стінки, К.

Наведену ступінь чорноти розраховують за формулою:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1}, \quad (2.56)$$

де ε_r і ε_w - ступінь чорноти газу і поверхні відповідно.

Ступінь чорноти газу залежить від його складу, температури і об'єму, який займає газ. Для продуктів згоряння енергетичного палива ступінь чорноти газу розраховують за формулою:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}, \quad (2.57)$$

де ε_{CO_2} - ступінь чорноти вуглекислого газу;

$\varepsilon_{H_2O} = \beta \times \varepsilon_{H_2O}^*$ - ступінь чорноти водяної пари;

$\varepsilon_{H_2O}^*$ - умовна ступінь чорноти водяної пари;

β - поправочний коефіцієнт, враховує особливості випромінювання водяної пари.

Ступень чорноти перерахованих газів визначають по номограмам, представленим на рисунках 2.3-2.4 [1] на яких графічно зображена залежність:

$$\varepsilon_{r,i} = f(p_i \times S_{\text{эф}}, T_r),$$

де p_i - парціальний тиск i - го газу, кПа;

T_r - температура газу, °C (K);

$S_{\text{эф}}$ - ефективна довжина шляху променя, м.

Для газового обсягу довільної форми ефективну довжину шляху променя розраховують за формулою:

$$S_{\text{эф}} = 3.6 \times \frac{V_r}{F_r}, \quad (2.58)$$

де V_r - об'єм, який займає газ, м³;

F_r - площа оболонки, в яку укладено газ, м².

Поправочний коефіцієнт β знаходять по номограмі на рисунку 2.5 [1] у вигляді $\beta = f(p_{\text{H}_2\text{O}} \times S_{\text{эф}}, p_{\text{H}_2\text{O}})$.

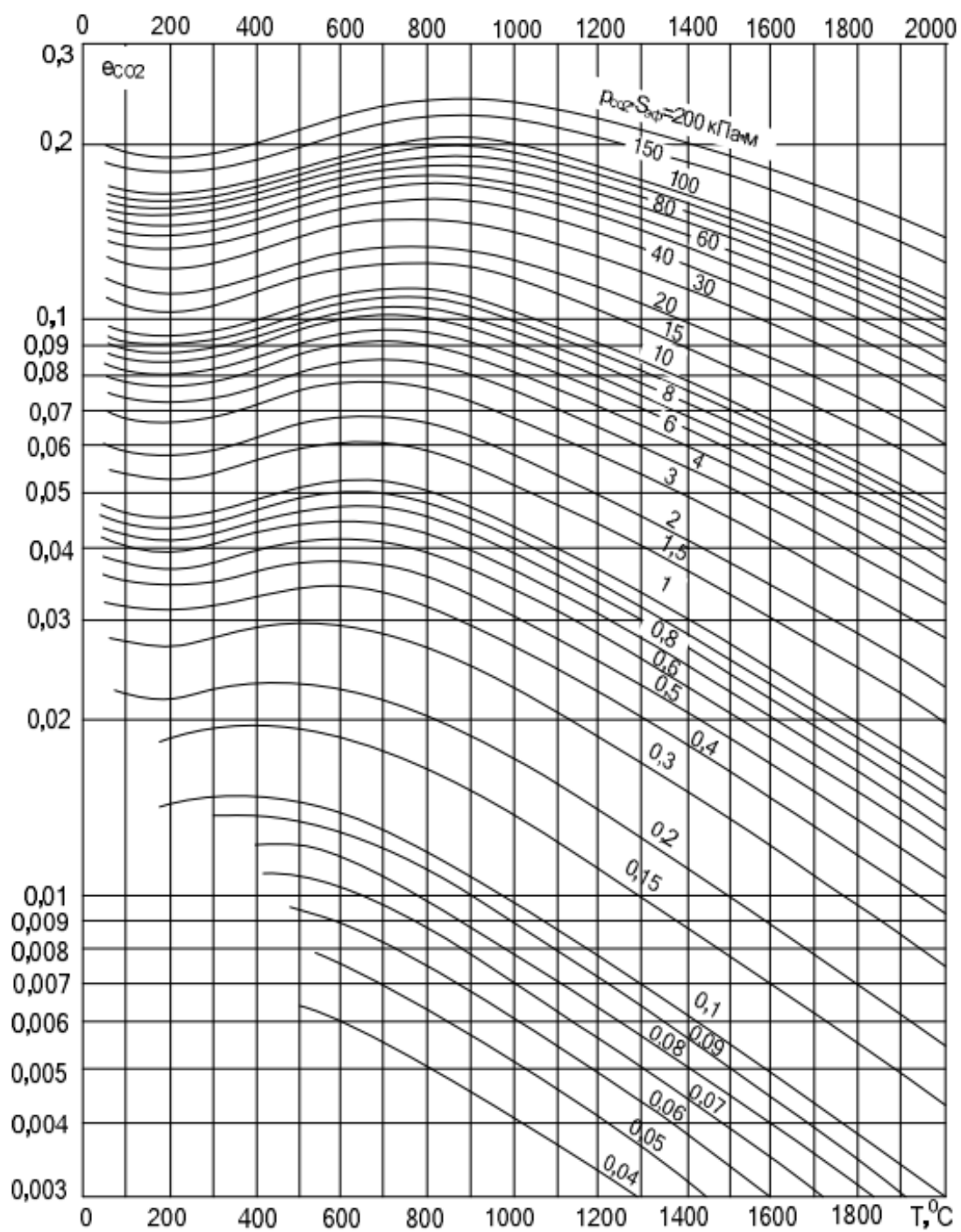


Рисунок 2.3 - Ступінь чорноти двоокису вуглецю $\epsilon_{CO_2} = f_1(p_{CO_2} \times S_{зф}, T)$

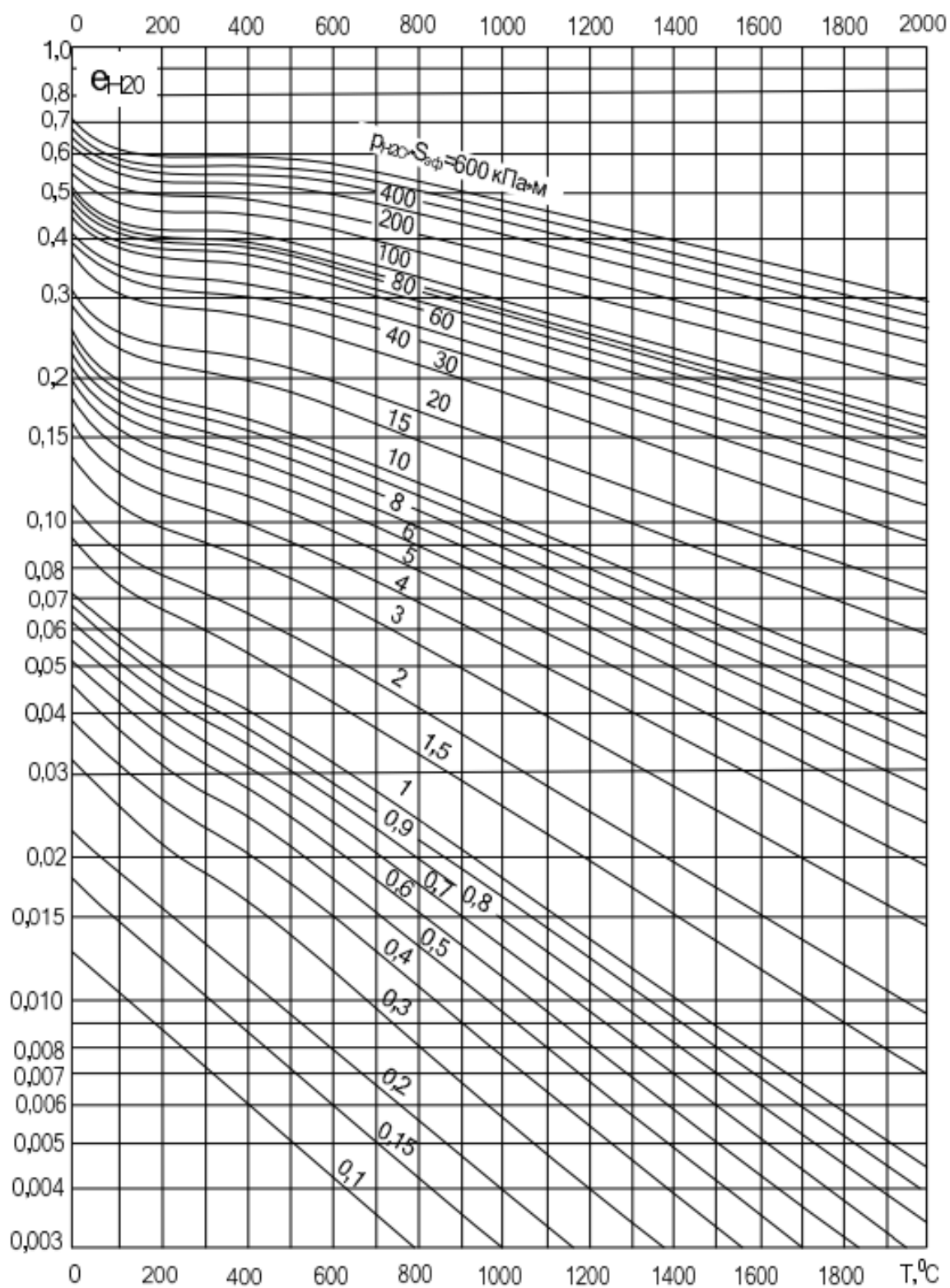


Рисунок 2.4 - Ступінь чорноти водяної пари $\epsilon_{H_2O} = f_2(p_{H_2O} \times S_{эф}, T)$

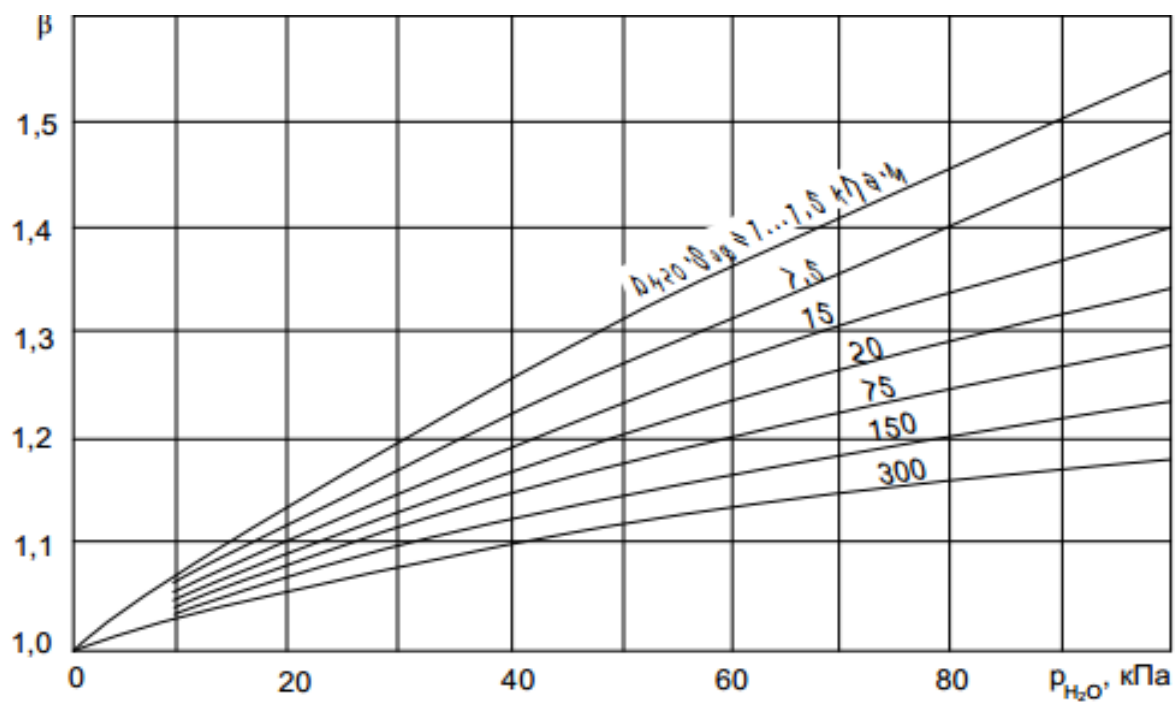


Рисунок 2.5 - Поправочний коефіцієнт β на парціальний тиск для водяної пари

3 ВИДИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінні апарати підрозділяються: за призначенням — на теплообмінники (Т), холодильники (Х), конденсатори (К), випарники (И); по конструкції — на апарати з нерухомими трубними ґратами (Н) і апарати з температурним компенсатором на кожусі (К). У апаратах застосовуються як гладкі труби (Г), так і труби з накатними кільцевими канавками — діафрагмовані труби (Д).

Апарати можуть експлуатуватися в районах з помірним і тропічним кліматом.

Теплообмінники призначені для нагріву і охолодження різних середовищ з температурою від -30°C до $+350^{\circ}\text{C}$.

Теплообмінні апарати типів П і У застосовуються при значній різниці температур стінок кожуха і труб, а також у разі потреби механічного чищення трубного пучка зовні. Теплообмінні апарати виготовляють: по розташуванню - вертикальні і горизонтальні; по числу ходів в трубному просторі - один - два - чотири - і шести ходовими; по компоновці - одинарні і здвоєні.

Апарати виготовляються з:

вуглецевій сталі - Ст3

низьколегованій сталі - 16ГС

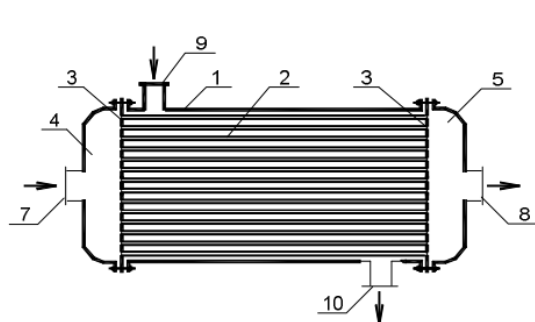
нержавіючої сталі - 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т

титан - ВТ-1-0 і інших сталей за погодженням замовників з виробником.

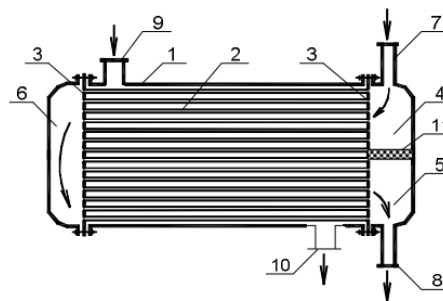
3.1 Кожухотрубний теплообмінний апарат

Принципова схема кожухотрубного теплообмінного апарату представлена на рисунку 3.1.

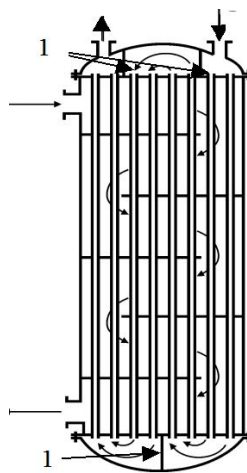
Кожухотрубний теплообмінник являє собою апарат, виконаний з пучків труб 2, зібраних за допомогою трубних решіток 3, і обмежених кожухом 1. Один теплоносій, що надходить через патрубки 7 і 8, протікає через трубки, інший теплоносій, вхідний і вихідний через патрубки 9 і 10, протікає в між трубному просторі пучка труб.



а) одноходовий ($Z = 1$)



б) двоходовий ($Z = 2$)



б) чотирьохходовий ($Z = 4$)

Рисунок 3.1 - Принципова схема кожухотрубного теплообмінного апарату: 1 - кожух; 2 - трубки; 3 - трубні решітки; 4 – вхідна розподільна камера; 5 - вихідна камера; 6 – поворотна камера; 7,8,9,10 - патрубки для входу і виходу теплоносіїв; 11 – перегородка

Трубки в трубній решітці розташовуються або по шестикутникам (рисунок 3.2, а), або по концентричних колах (рисунок 3.2, б). Кожухотрубні апарати встановлюють вертикально або горизонтально.

Залежно від організації руху теплоносія в трубках кожухотрубні теплообмінні апарати підрозділяють на одноходові (рисунок 3.1, а) і багатоходові (рисунок 3.1, б). Багатоходові теплообмінні апарати застосовують для збільшення швидкості руху теплоносія всередині трубок. Якщо швидкість руху теплоносія в

трубках менше гранично допустимого значення $W_{\text{жид}}^{\text{доп}} = 0.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ та $W_{\text{газ}}^{\text{доп}} = 5 \text{ м/с}$ то в цьому випадку встановлюють перегородки 11, що розділяють трубний простір на Z ходів. Швидкість руху теплоносія в трубках збільшується за рахунок зменшення площі поперечного перерізу для проходження теплоносія.

Наприклад, на рисунку 3.1, б показана схема двоходового теплообмінника ($Z = 2$). Теплоносій, розділений перегородкою 11, спочатку проходить по верхній половині трубок вліво, а потім по нижній половині вправо.

На рисунку 3.2 штриховою лінією показано розташування перегородок для двоходового $Z = 2$ (рисунок 3.2, а) і чотирьохходового $Z = 4$ (рисунок 3.2, б) кожухотрубного теплообмінного апарату. З рисунка видно, що трубки, закриті перегородками, з розрахунку необхідно виключити.

Площа поперечного перерізу для проходження теплоносія розраховують за формулами:

- в трубках:

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1, \quad (3.1)$$

- в міжтрубному просторі:

$$f = \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4}, \quad (3.2)$$

де $n_1 = n / Z$ - число трубок в одному ході;

n - загальна кількість трубок;

Z - число ходів.

Внутрішній діаметр корпусу D визначають за формулою:

$$D = (n_d - 1) \times s \times n_d \times d_{\text{нар}} + 2 \times k, \quad (3.3)$$

де n_d - число труб в діагоналі;

s - крок труб, м;

k - кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом, м.

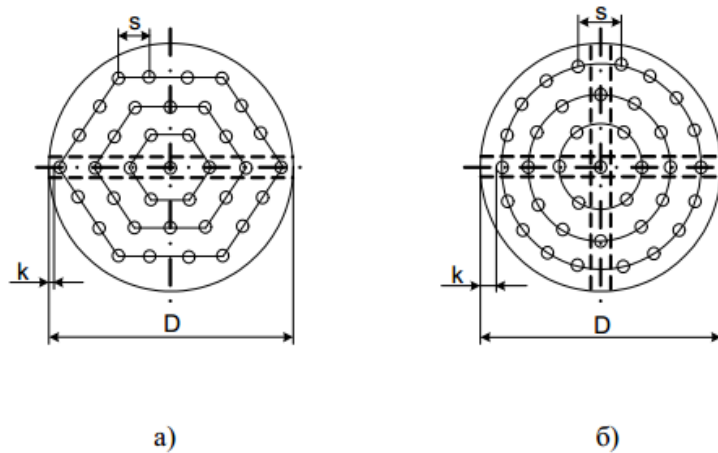


Рисунок 3.2 - Розташування трубок в трубній решітці кожухотрубного теплообмінного апарату: а - по шестикутнику; б - по концентричних колах

Крок труб вибирають із співвідношення $s = (1,3 \div 1,5) d_{\text{нар}}$. Кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом повинен бути не менше 6 мм ($k \geq 6$ мм).

Число труб в діагоналі визначають конструктивно.

Для цього в таблиці 3.1 знаходять найближче більше значення n і визначають число труб в діагоналі n_d . Схему розташування трубок і перегородок креслять в масштабі на міліметровці. При цьому для багатоходового теплообмінника з

загального числа трубок n необхідно відняти трубки, перекриті перегородками (рисунок 3.1).

Площа поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінного апарату розраховують за формулою:

$$F_{\text{дейст}} = \pi \times d^* \times l \times n. \quad (3.4)$$

Якщо коефіцієнти тепловіддачі розрізняються на порядок, то як розрахунковий діаметра d^* приймають діаметр труби з боку меншого з α_1 і α_2 , в іншому випадку $d^* = 0,5 (d_{\text{вн}} + D_{\text{нар}})$.

Кожухотрубчаті теплообмінники різних конструкцій – найбільш поширений тип теплообмінних апаратів. Їх принцип дії показаний на рисунках 3.3 і 3.4 [2].

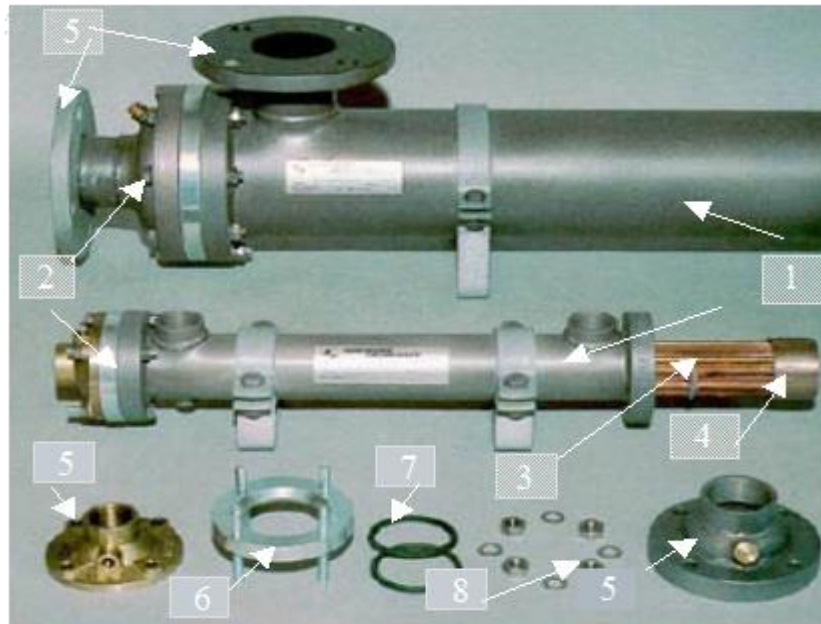


Рисунок 3.3 - Кожухотрубчатий теплообмінник: 1 - кожух, 2 - кришки, 3 - теплообмінні трубки, 4 - трубні грати, 5 – фланці 6 – сполучне кільце з шпильками 7 – прокладка, 8 – кріплення



Рисунок 3.4 - Трубні пучки кожухотрубчатих теплообмінників

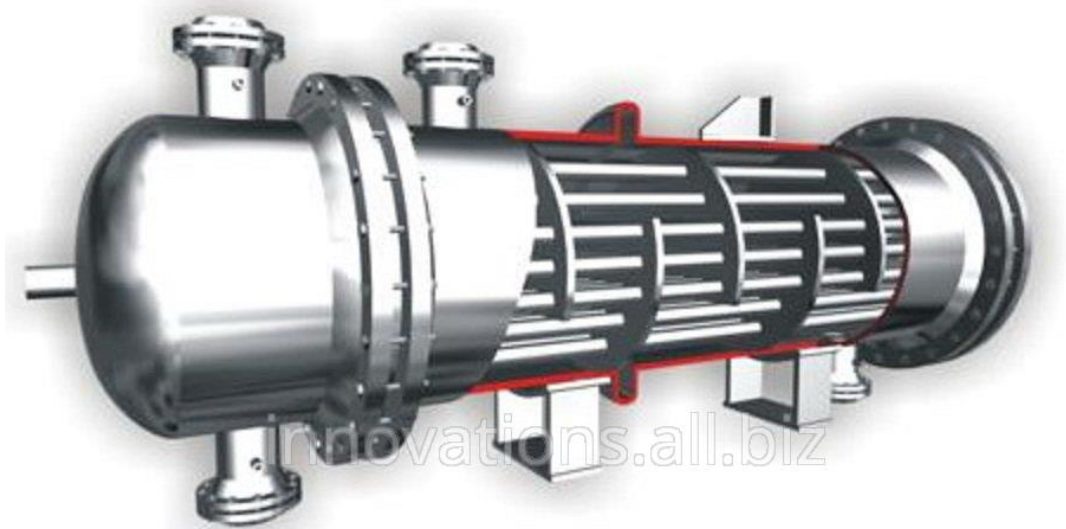


Рисунок 3.5 - Шестиходовий теплообмінник

Якщо різниця температур теплоносіїв в кожухотрубном теплообміннику більше 50 К, використовують апарати з компенсацією температурних напружень, що виникають через те, що кожух і трубки зазнають різні температурні деформації.

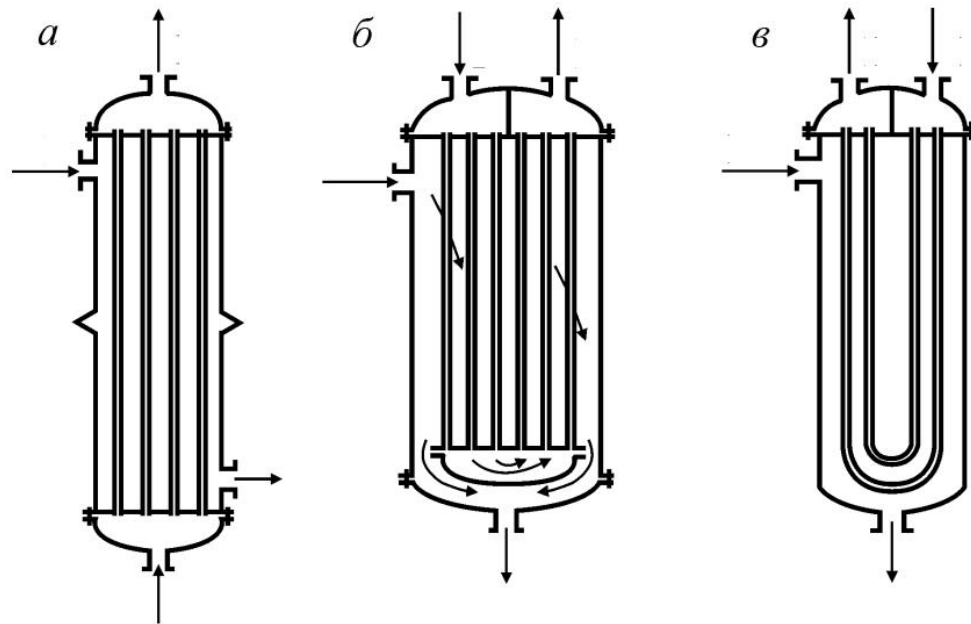


Рисунок 3.6 - Теплообмінники з компенсаторами: а – одноходовий теплообмінник з лінзовим компенсатором, б – теплообмінник з плаваючою голівкою, в – теплообмінник з U-подібними трубками

На рисунку 3.6, а представлений одноходовий теплообмінник з лінзовим компенсатором (гнучким елементом), ввареним між двома частинами кожуха; на рисунку 3.6, б – теплообмінник з плаваючою голівкою (одна з трубних ґрат має можливість вільно переміщатися в кожусі); на рисунку 3.6, в – теплообмінник з U-подібними трубками, що мають можливість змінювати свою довжину.

З метою збільшення коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі теплообмінні труби роблять з ребрами на зовнішній поверхні (рисунок 3.7 [4]).



Рисунок 3.7 - Обребрена теплообмінна труба

Теплообмінні трубки виготовляють також витими, що збільшує турбулентність потоку (рисунок 3.8 і 3.9 [5]) На рисунку 3.8 стрілками показаний напрям перебігу теплоносія в міжтрубному просторі. На рисунку 3.9 [5] стрілкою показаний перебіг теплоносія по теплообмінній трубці.

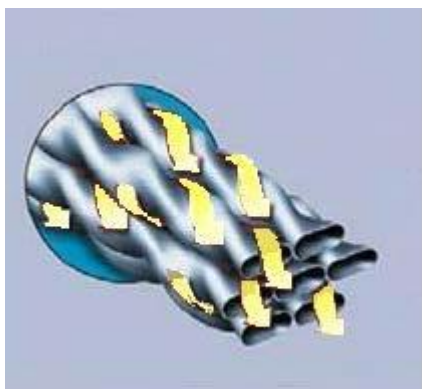


Рисунок 3.8 - Елемент між трубного простору теплообмінника з витими трубками

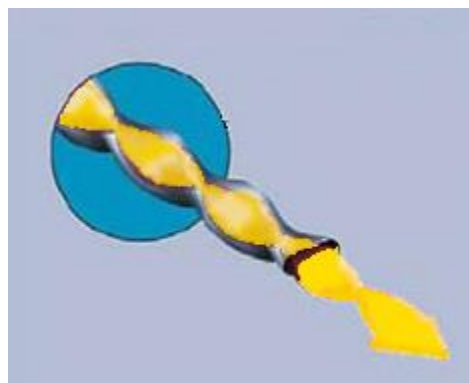


Рисунок 3.9 - Елемент трубного простору теплообмінника з витими трубками

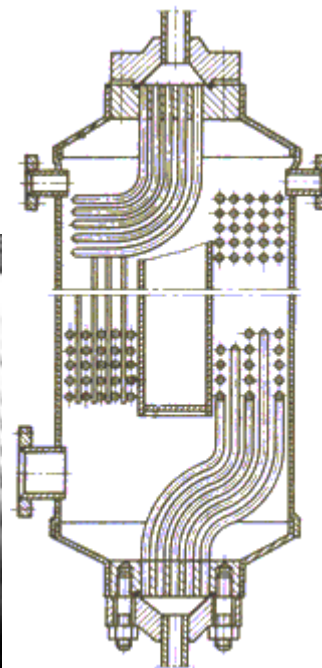


Рисунок 3.10 - Кожухотрубчаті теплообмінники з витими трубками

Кожухотрубчаті теплообмінники виготовляють з площею теплообміну від 1 м² до 5000 м², з діаметром кожуха від 159 мм до 3000 мм, з довжиною труб від 1000 мм до 9000 мм і діаметром теплообмінних трубок 20x2 мм або 25x2 мм.

Основні переваги кожухотрубчатих апаратів [1]: універсальність за призначенням (холодильники, підігрівачі рідини або газу, а також конденсатори і кип'ятильники); простота конструкції; надійність; широкий діапазон тиску і температур робочих середовищ.

Недоліком кожухотрубчатих теплообмінників є низький коефіцієнт уніфікації (відношення числа вузлів і деталей, однакових для всього розмірного ряду, до загального числа вузлів і деталей в апараті), який складає всього 0.13. Тому кожухотрубчаті теплообмінники мало технологічні в умовах виробництва широкого ряду типорозмірів.

3.2 Секційний теплообмінний апарат типу «труба в трубі»

Принципова схема секційного теплообмінного апарату типу «труба в трубі» показана на рисунку 3.11. Апарати даного типу збирають із секцій з'єднаних між собою послідовно і паралельно. кожна секція складається з труби великого діаметра 1, всередині якої знаходяться одна або кілька труб меншого діаметра 2. Один теплоносій проходить в кільцевому зазорі між великою і малими трубами, а інший теплоносій протікає по внутрішнім трубам. При цьому теплообмін між теплоносіями відбувається теплопередачею через поверхню внутрішніх труб.

Залежно від схеми руху теплоносіїв теплообмінники поділяють на прямоточні і противоточні. На рисунку 3.11, а показано напрямок руху теплоносіїв при прямотоці, а на рисунку 3.11, б - при противотоці.

Площа поперечного перерізу для проходу теплоносія знаходять за формулами:

— в трубках:

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1, \quad (3.5)$$

Таблиця 3.1 - Визначення числа труб в кожухотрубних теплообмінниках

Число шестикутників або кіл	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число труб по діагоналі	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23

Таблиця 3.2 - Розбивка по шестикутникам

Число труб без обліку сегментів	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397
Число труб в ряду сегмента	-	-	-	-	-	-	3	4	5	6	7
Число труб у всіх сегментах	-	-	-	-	-	-	18	24	30	36	42
всього труб	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439

Таблиця 3.3 - Розбивка по колах

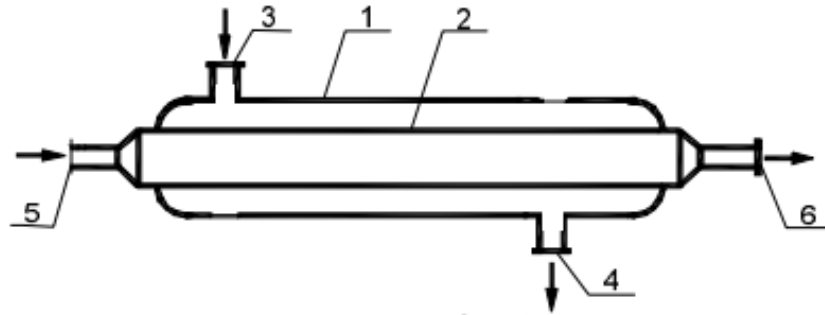
Число труб по зовнішньої окружності	6	12	18	25	31	37	43	50	56	60	62
всього труб	7	19	337	62	93	130	173	223	279	341	410

- в міжтрубному просторі:

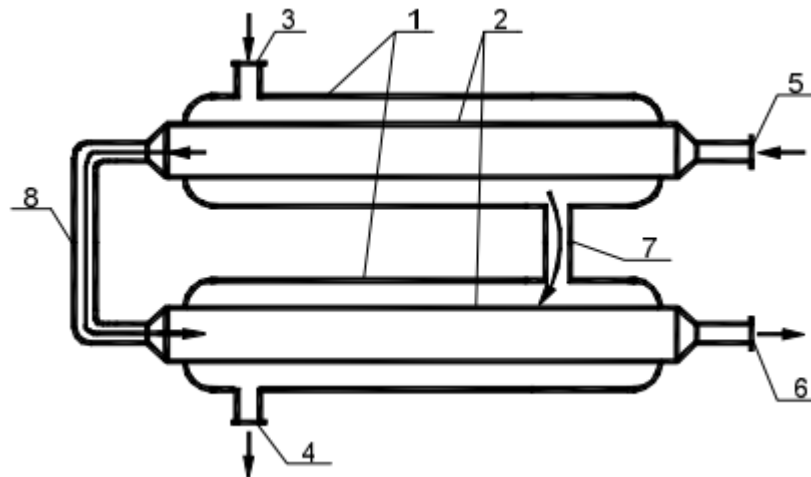
$$f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1, \quad (3.6)$$

де n - кількість труб всередині великої труби;

n_1 - число паралельно з'єднаних секцій.



а) односекційний



б) двосекційний

Рисунок 3.11 - Принципова схема секційного теплообмінного апарату типу «труба в трубі»: 1 - велика труба; 2 - мала труба; 3, 4, 5, 6 - патрубки для входу і виходу теплоносіїв; 7, 8 - перепускний трубопровід

Теплообмінники «труба в трубі» або двотрубні теплообмінники (рисунки 3.12 – 3.14 [6, 7]) застосовуються при невеликих витратах теплоносіїв.



Рисунок 3.12 - Елемент теплообмінника «труба в трубі»

Такі теплообмінники є набором послідовно з'єднаних один з одним елементів що складаються з двох труб: труба меншого діаметру вставлена в трубу більшого діаметру (рисунок 3.12). Поверхні теплопередачі таких теплообмінників, як правило, не більше 20 м^2 . Прохідні перетини даних теплообмінників

забезпечують високі швидкості перебігу теплоносіїв, отже, високі коефіцієнти теплопередачі.

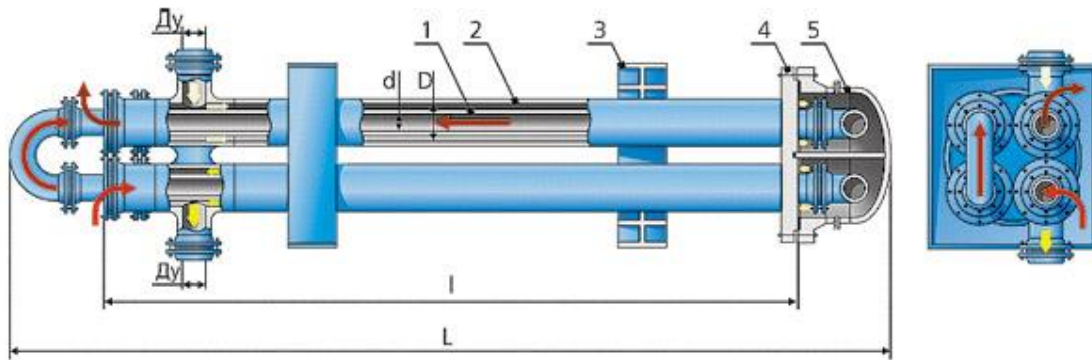


Рисунок 3.13 - Розбірний теплообмінник «труба в трубі»: 1- внутрішня (теплообмінна) труба, 2 - зовнішня (кожушана труба), 3 - кронштейн, 4 - фланець, 5 - розподільна камера

Теплообмінники «труба в трубі» можуть бути виготовлені як розбірними, так і нерозбірними. Нерозбірні теплообмінники є конструкцією жорсткого типу, тому при різниці температур теплоносіїв більше 70 градусів їх не використовують. Розбірний теплообмінник (рисунок 3.13) складається з внутрішньої (теплообмінної) труби 1, зовнішньої (кожушаної) труби 2, кронштейна 3, фланця 4 і розподільної камери 5. Напрямок руху теплоносія по теплообмінній трубі показаний червоною стрілкою, в кільцевому просторі білою і жовтою.



Рисунок 3.14 - Теплообмінник типу «труба в трубі»

Стандартні діаметри теплообмінної і кожущаної труби $d = 25 \div 157$ мм і $D = 38 \div 220$ мм відповідно.

Секції теплообмінника «труба в трубі» зазвичай з'єднують друг з другом в єдину конструкцію (рисунок 3.14). Просторова компоновка такої конструкції може бути будь-якій, «трубу в трубі» інколи розміщують упродовж стіни приміщення і т.п. Теплообмінники «труба в трубі» використовують в основному для охолодження або нагрівання в системі рідина-рідина, коли витрати теплоносіїв невеликі, і вона

не змінює свого агрегатного стану. Інколи такі апарати застосовують при високому тиску для рідких і газоподібних середовищ, наприклад, як конденсатори у виробництві метанолу, аміаку і ін. [2].

В порівнянні з кожухотрубчатими теплообмінниками апарати «труба в трубі» мають менший гідравлічний опір і, отже, допускають вищі швидкості руху теплоносіїв. Проте вони менш компактні і більш металоємні

3.3 Пластинчастий теплообмінний апарат

Принципова схема пластинчастого теплообмінного апарату приведена на рисунку 3.15.

У пластинчастого теплообмінного апарату теплообмінна поверхня утворена набором тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею. Пластинчасті теплообмінники класифікують за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення і огляду на розбірні, напіврозбірні і нерозбірні (зварні). Найбільшого поширення набули розбірні пластинчасті теплообмінники, в яких пластини відділені одна від одної прокладками. Монтаж і демонтаж цих апаратів здійснюють досить швидко, очищення теплообмінних поверхонь не вимагає великих витрат праці.

Розбірний пластинчастий теплообмінник (рисунк 3.15) складається з ряду пластин, розміщених на верхній і нижній горизонтальних штангах. Кінці штанг закріплені в нерухомою плиті і на стійці. Нажимною плитою і гвинтом пластини стискаються, утворюючи теплообмінну секцію. Теплообмінні пластини мають чотири прохідних отвори, які утворюють дві ізольовані одна від іншої системи каналів.

Для ущільнення пластин і каналів застосовують гумові прокладки. Для введення і виведення теплоносіїв в апарат призначені патрубки, розташовані на нерухомій і рухомій плитах.

Для зручності обслуговування всі патрубки, як правило, встановлюють на нерухомій панелі.

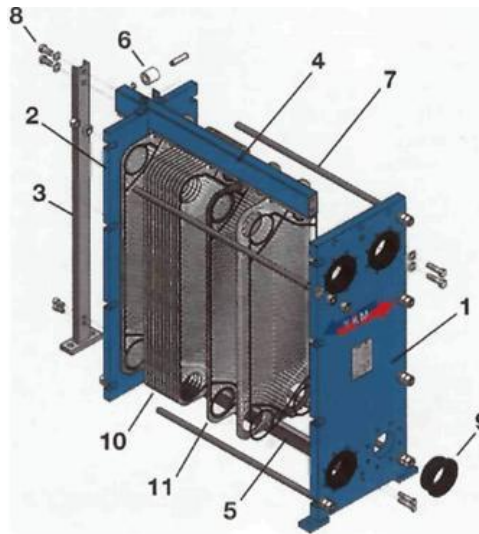


Рисунок 3.15 - Принципова схема пластинчастого теплообмінного апарату:
1 - нерухома плита, 2 - рухома плита, 3 – вертикальна стійка, 4 – верхня горизонтальна штанга, 5 – нижня горизонтальна штанга, 6 – кріпильний гвинт, 7 – стяжний гвинт, 8 – болт, 9 – штуцер

Кількість каналів для проходу гарячого теплоносія n_1 знаходяться з рівняння нерозривності:

$$n_1 = \frac{G_1}{w_1 \times f \times \rho_1}, \quad (3.7)$$

де a - площа поперечного перерізу каналів для проходу теплоносіїв, m^2 .

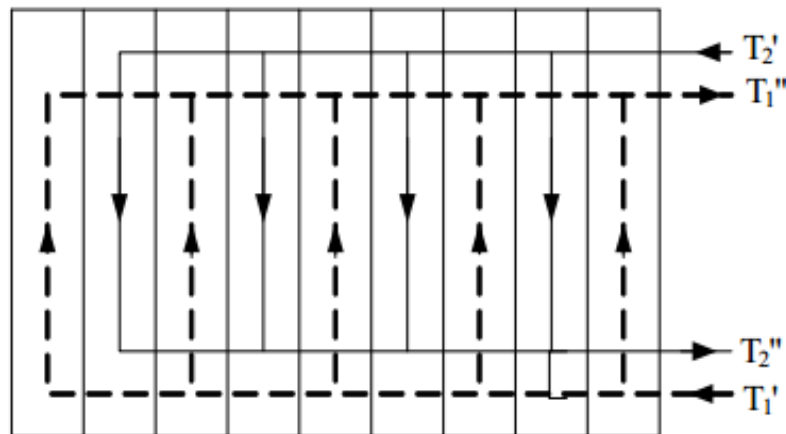


Рисунок 3.16 - Компонування пластинчастого теплообмінного апарату

Кількість каналів для проходу холодного теплоносія приймають рівним $n_2 = n_1 - 1$.

Площа поперечного перерізу каналів теплообмінника з гладкими пластинами:

$$f = s \times b, \quad (3.8)$$

де s - відстань між пластинами, м;

b - ширина пластини, м.

Площа поперечного перерізу каналів для проходу гарячого теплоносія:

$$f_1 = n_1 \times f. \quad (3.9)$$

Площа поперечного перерізу каналів для проходу холодного теплоносія:

$$f_2 = n_2 \times f. \quad (3.10)$$

Приклад компоновання пластинчастого теплообмінника показаний на рисунку 3.16. У даному компонованні площа поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$F = (2n_1 - 2) \times b \times l \quad (3.11)$$

де b - ширина пластини, м;

l - висота пластини, м.

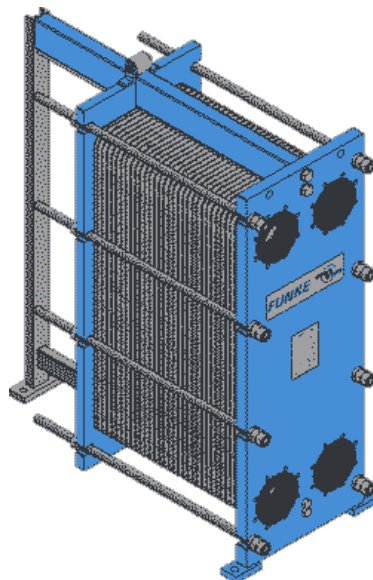


Рисунок 3.17 - Пластинчастий теплообмінник в зборі

Теплообмінна поверхня розбірних пластинчастих теплообмінників досяжна для очищення; монтаж і демонтаж таких апаратів здійснюється вельми швидко. Такі теплообмінники застосовуються як холодильники і конденсатори. Напрями руху теплоносіїв в пластинчастому конденсаторі показано на рисунку 3.18 [8].

Виготовляють пластинчасті апарати з поверхнею теплообміну до 800 м². Допустимі температури теплоносіїв від – 30° до 180 °С, тиск до 1.6 МПа. Даний робочий діапазон вузький, ніж в кожухотрубчатих теплообмінниках, це пов'язано з властивостями матеріалів прокладок для ущільнення пластин.

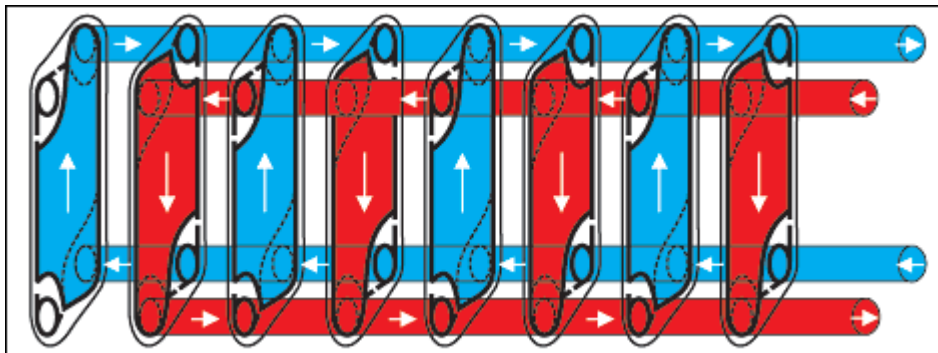


Рисунок 3.18 - Напрями руху теплоносіїв в пластинчастому конденсаторі

3.4 Спиральний теплообмінник

В спіральному теплообміннику поверхня теплообміну утворена двома сталевими стрічками (рисунок 3.19 і рисунок 3.20 [9]) згорнутими в спіраль. При цьому утворюються канали прямокутного перетину, по яких, як правило, протікає теплоносії. На рисунку 16 показані напрямки рухів теплоносіїв: одна з речовин поступає в теплообмінник по центру і виводиться через штуцер на бічній поверхні теплообмінника, інша речовина подається через бічний штуцер, а виводиться через центральний. Спіральні теплообмінники виготовляються з поверхнею теплообміну 100 м², використовуються при температурах 20 °С - 200 °С і тиску до 1 МПа. Такі теплообмінники прості у виготовленні і вельми компактні. Теплообмінники із знімною кришкою легко відчищаються від грязі і можуть використовуватися для теплоносіїв з твердими включеннями.

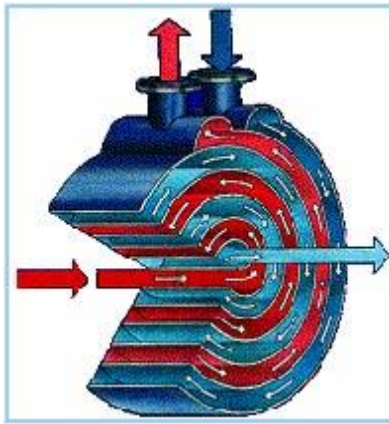


Рисунок 3.19 - Напрямок руху теплоносіїв в спіральному теплообміннику



Рисунок 3.20 - Спіральний теплообмінник із знімною кришкою

4 ВИДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Нагрівання, охолодження рідини або газу, конденсація пари і т.д. можуть бути проведені при використанні теплообмінних апаратів різних конструкцій. Для їх вибору необхідно знати площу необхідної поверхні теплопередачі, робочі температури і тиск теплоносіїв, схильність до утворення відкладень на теплопередавальній поверхні, а також корозійну активність і пожеже-вибухонебезпечні властивості середовищ, що обмінюються теплотою. Наприклад, для обігріву куба - кип'ятильника колони ректифікації при малій продуктивності може виявитися досить змієвикового апарату, при великій продуктивності буде потрібно іншу конструкцію - кожухотрубчатий вертикальний випарник або випарник з паровим простором. При нагріванні (охолодженні) рідин і газів конкурентоздатні не лише апарати різної конструкції (кожухотрубчаті, труба в трубі, пластинчасті, спіральні та ін.), що відрізняються питомою металоємністю, компактністю, долею уніфікованих вузлів і деталей і іншими показниками, але і апарати одного конструктивного типу. Так, конкурентоздатними можуть бути кожухотрубчаті апарати, що відрізняються діаметром кожуха або труб, числом ходів по трубах, оскільки в них різні коефіцієнти тепловіддачі і, теплопередачі, гідравлічні опори і пов'язані з ними витрати енергії на транспортування теплоносіїв.

При розрахунку і моделюванні теплообмінної апаратури однієї із задач є зіставлення декількох варіантів оформлення процесу теплопередачі, що відрізняються конструкцією апарату, його розташуванням, режимом руху теплоносіїв, температурним режимом. Мета розрахунку - вибрати кращий варіант, а при чималому їх числі - оптимальний.

Основні етапи розрахунку: вибір тих, що підлягають зіставленню апаратів; виконання для кожного з них теплового, гідравлічного і економічного розрахунків; аналіз отриманих результатів і рекомендація до використання апарата, що володіє найбільшим числом переваг.

Розрізняють два основних види теплового розрахунку теплообмінних апаратів:

- тепловий перевірочний;
- тепловий конструктивний.

Метою теплового перевірочного розрахунку є визначення теплової потужності апарату (теплового потоку, переданого в теплообміннику) і температур теплоносіїв на виході з теплообмінного апарату. Тип теплообмінного апарату і схема руху теплоносіїв відомі. Також задані фізичні властивості теплоносіїв, їх витрати, температури на вході, площа поверхні теплообміну. Перевірочний розрахунок зазвичай проводять для перевірки відповідності дійсних характеристик теплообмінника нормативним.

Основне завдання теплового конструктивного розрахунку полягає у визначенні площі поверхні теплообміну, необхідної для забезпечення необхідних

параметрів теплоносіїв. При цьому тип теплообмінного апарату і схема руху теплоносіїв можуть бути задані або прийняті автором проекту. У розрахунку можуть бути задані фізичні властивості теплоносіїв, їх витрати, початкові температури теплоносіїв, а також температура одного з теплоносіїв на виході з теплообмінника або теплова потужність апарату. В ході розрахунку визначають площу поверхні теплообміну, невідому температуру на виході і теплову потужність теплообмінника.

Тепловий конструктивний розрахунок проводять спільно з компоновочним, гідравлічним, механічним і техніко-економічним розрахунками.

В ході *компоновочного розрахунку* визначаються основні співвідношення між площею поверхні теплообміну і геометричними розмірами апарату.

При виконанні *гідравлічного розрахунку* знаходять гідравлічний опір при транспорті теплоносіїв в теплообмінному апараті і вибирають перекачуване обладнання.

Механічний розрахунок проводять для оцінки міцності, жорсткості елементів теплообмінника, надійності їх з'єднань при статичних (від тиску) і динамічних (від вібрації) навантажень на всіх передбачених режимах роботи.

У *техніко-економічному розрахунку* визначають витрати на виготовлення і експлуатацію теплообмінного апарату. Важливим етапом є оптимізація конструктивних і режимних характеристик теплообмінника по заданому критерію оптимальності.

Всі перераховані види розрахунків об'єднує *проектний розрахунок*. Завдання на контрольну роботу вимагає виконання теплового перевірного або теплового конструктивного розрахунків.

4.1 Тепловий перевірений розрахунок

Тепловий перевірений розрахунок виконують для конкретного теплообмінника, конструктивні розміри якого, а отже, і площа поверхні теплообміну відома ($F_{\text{действ}}$). Також задані витрати теплоносіїв (G_1, G_2). Потрібно визначити температури теплоносіїв на виході з теплообмінника (T_1'', T_2'') і теплову потужність апарату (Q).

Алгоритм виконання теплового перевірного розрахунку складається з наступних етапів.

1. Задають невідому за умовою температуру на виході з теплообмінника (T_1'' або T_2'') з інтервалу $T_2' \div T_1'$.

2. З рівняння теплового балансу знаходять теплову потужність апарату Q і незадану температуру теплоносія на виході з теплообмінника.

3. Будують графік зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні нагрівання $T = f(F)$ і розраховують середню різницю температур теплоносіїв $\overline{\Delta T}$.

4. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

5. Знаходять площу поверхні теплообміну $F_{\text{расч}}$ з рівняння теплопередачі.

6. Порівнюють $F_{\text{дейст}}$ і $F_{\text{расч}}$.

$$\Delta = \frac{|F_{\text{расч}} - F_{\text{дейст}}|}{F_{\text{дейст}}} < 5 \%$$

Якщо то розрахунок закінчують, інакше обчислення повторюють з пункту 1, ухвалюючи нове значення заданої в пункті 1 температури на виході одного з теплоносіїв.

Розглянутий алгоритм може бути реалізований шляхом виконання чималої кількості послідовних наближень. Число ітерацій при розрахунку температур теплоносіїв на виході з теплообмінного апарату можна скоротити, використовуючи поняття *ефективності теплообмінного апарату*.

Під *ефективністю* теплообмінного апарату розуміють відношення кількості теплоти, переданого в даному апараті, до кількості теплоти, переданого в протivotочному апараті з нескінченно великою поверхнею теплообміну з тими ж параметрами на вході.

Без урахування теплових втрат в теплообміннику ($Q_1 = Q_2$) *ефективність* дорівнює:

$$E = \frac{Q_1}{Q_{\text{max}}} = \frac{Q_2}{Q_{\text{max}}}, \quad (4.1)$$

де $Q_1 = G_1 \times c_{p,1} \times (T_1' - T_1'')$ - теплота (тепловий потік), що віддається гарячим теплоносієм;

$Q_2 = G_2 \times c_{p,2} \times (T_2' - T_2'')$ - теплота, одержувана холодним теплоносієм;

$Q_{\text{max}} = W_{\text{min}} \times \delta T_{\text{max}} = W_{\text{min}} \times (T_1' - T_2')$ - максимальна кількість теплоти, яке можна передати в протivotочному теплообміннику з нескінченно великою поверхнею теплообміну;

W_{min} - мінімальна витратна теплоємність (водяний еквівалент) теплоносіїв, Вт / К.

У такому ідеальному теплообмінному апараті за умови $W_1 > W_2$ (рисунок 4.1, а) температура холодного теплоносія на виході стає рівною температурі гарячого теплоносія на вході або при $W_2 > W_1$ (рисунок 4.1, б) температура гарячого теплоносія на виході приймає значення температури холодного теплоносія на вході. Тому максимальна різниця температур дорівнює $\delta T_{\text{max}} = (T_1' - T_2')$

З урахуванням виразів для розрахунку Q_1 , Q_2 і Q_{max} формула (4.1) набуде вигляду:

- для гарячого теплоносія:

$$E = \frac{G_1 \times c_{p,1} \times (T_1' - T_1'')}{W_{\text{min}} \times (T_1' - T_2')}, \quad (4.2)$$

- для холодного теплоносія:

$$E = \frac{G_2 \times c_{p,2} \times (T_2' - T_2'')}{W_{min} \times (T_1' - T_2'')} . \quad (4.3)$$

Використовуючи формули (4.2) і (4.3) нескладно розрахувати температури обох теплоносіїв на виході з теплообмінника, попередньо визначивши ефективність рекуператора. Ефективність теплообмінного апарату при проточній і противоточній схемах руху теплоносіїв розраховують за формулами [2]:

$$E_{\text{прямоток}} = \frac{1 - e^{-N \times (1 + \frac{W_{min}}{W_{max}})}}{1 + \frac{W_{min}}{W_{max}}} , \quad (4.4)$$

$$E_{\text{противоток}} = \frac{1 - e^{-N \times (1 + \frac{W_{min}}{W_{max}})}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} \times e^{-N \times (1 + \frac{W_{min}}{W_{max}})}} , \quad (4.5)$$

де $N = \frac{k \times F}{W_{max}}$ - безрозмірний коефіцієнт теплопередачі, який характеризує теплообмінну (теплопередаючу) здатність теплообмінника.

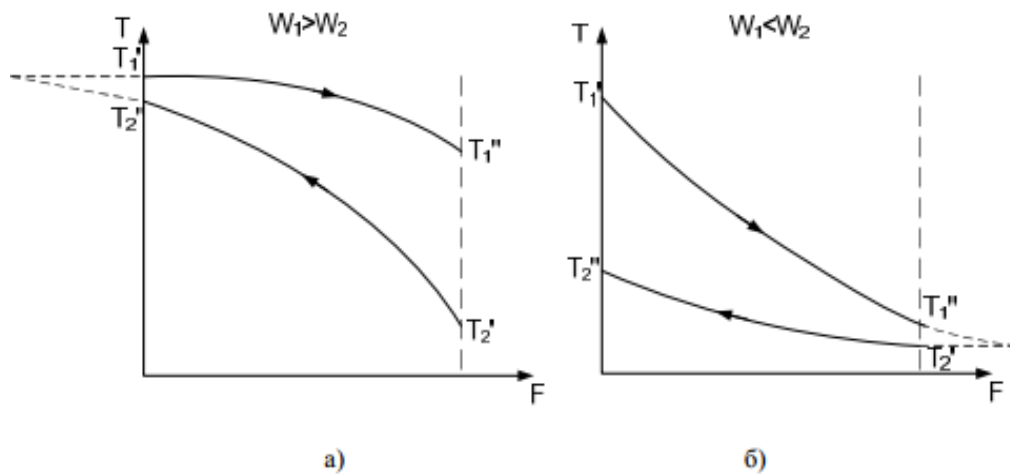


Рисунок 4.1 - До розрахунку максимальної різниці температур в ідеальному противоточному теплообмінному апараті

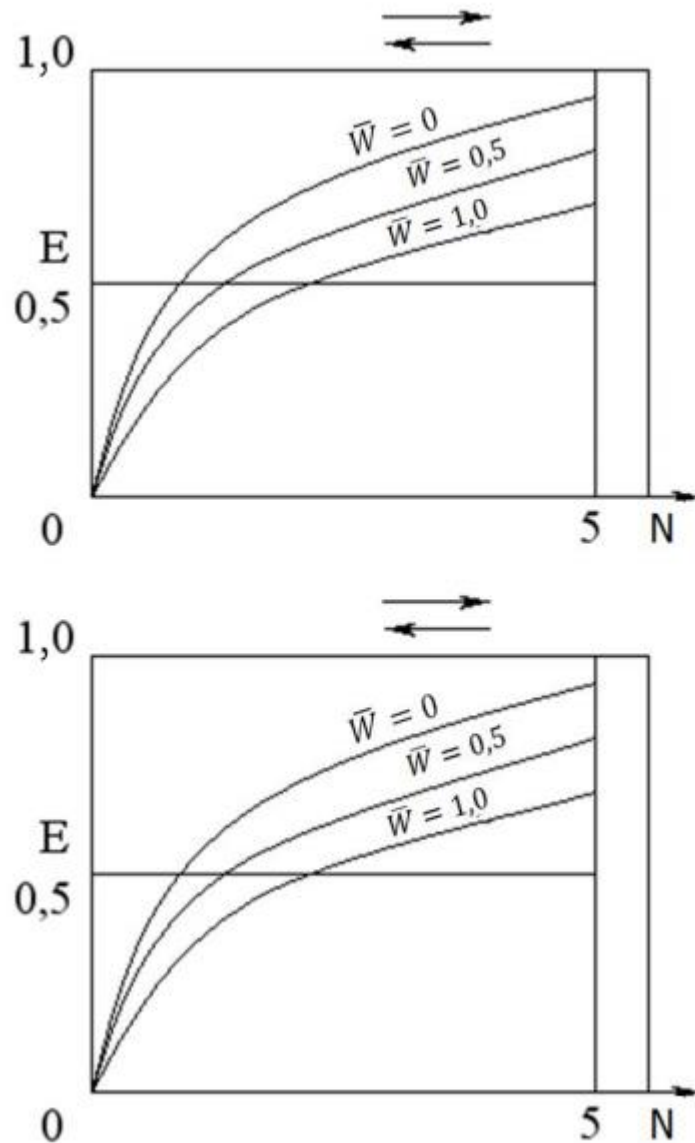


Рисунок 4.2 - Залежність ефективності теплообмінника від безрозмірного коефіцієнта теплопередачі при різних значеннях відносини водяних еквівалентів $\bar{W} = W_{min}/W_{max}$ для прямоточної і протivotочної схем руху теплоносіїв

У зарубіжній технічній літературі безрозмірний коефіцієнт теплопередачі називають "числом одиниць перенесення теплоти" або NTU (Number of Heat Transfer Units). У вітчизняній технічній літературі безрозмірний коефіцієнт теплопередачі іноді позначають грецькою буквою "каппа" $N \equiv NTU \equiv \chi$.

Залежність $E = f(N)$ має асимптотичний характер і для різних значень відносини водяних еквівалентів $\bar{W} = W_{min}/W_{max}$ показана на рисунку 4.2.

З аналізу графіків, зображених на рисунку 4.2, можна зробити висновок про те, що ефективність максимальна при відношенні водяних еквівалентів, що

дорівнює нулю, тобто при умови, коли один з водяних еквівалентів багато більше іншого.

Знаючи ефективність теплообмінного апарату, температури теплоносіїв на виході з теплообмінника розраховують за формулами:

- за умови $W_1 = W_{min}$:

$$T_1'' = T_1' - E \times (T_1' - T_2'), \quad (4.6)$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \times (T_1' - T_2'), \quad (4.7)$$

- за умови $W_2 = W_{min}$:

$$T_1'' = T_1' + \frac{W_2}{W_1} E \times (T_1' - T_2'), \quad (4.8)$$

$$T_2'' = T_2' + E \times (T_1' - T_2'). \quad (4.9)$$

При зміні агрегатного стану одного з теплоносіїв температуру іншого теплоносія на виході і теплообмінника розраховують за формулами:

- конденсація ($W_1 \rightarrow \infty$):

$$T_1'' = T_1' = T_1, \quad (4.10)$$

$$T_2'' = T_1'' - (T_1' - T_2') \times e^{-\frac{k \times F}{W_2}}, \quad (4.11)$$

- кипіння ($W_2 \rightarrow \infty$):

$$T_2' = T_2'' = T_2, \quad (4.12)$$

$$T_1'' = T_2' + (T_1' - T_2') \times e^{-\frac{k \times F}{W_1}}. \quad (4.13)$$

Алгоритм перевірного розрахунку з використанням поняття ефективності теплообмінного апарату буде наступним.

1. У першому наближенні приймають $T_1 = T_1'$ та $T_2 = T_2'$.

2. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

При цьому в залежності від вихідних даних з рівняння нерозривності визначають швидкості руху або масові витрати теплоносіїв.

Якщо теплоносієм є газ, то щільність газу знаходять з урахуванням тиску з рівняння Менделєєва-Клапейрона:

$$\rho = \frac{p\mu}{R_{\mu}T},$$

де $R_{\mu} = 8314$ Дж / (кгК) - універсальна газова постійна;

μ - молярна маса газу, кг / кмоль;

p - тиск газу Па;

T - температура газу, К.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості для газу $\nu = \frac{\mu_{ат}}{\rho}$ де $\mu_{ат}$ - динамічний коефіцієнт в'язкості при атмосферному тиску, Па·с.

3. Знаходять температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарату T_1'' та T_2'' за формулами (4.6) ÷ (4.13).

4. Якщо розбіжність між прийнятої і отриманої температурами більше 5 %, то розрахунок повторюють з пункту 2.

5. З рівняння теплового балансу визначають теплову потужність апарату Q . При використанні даного алгоритму ітераційний процес сходиться за 1 ÷ 2 наближення. Величину $F_{расч}$ тут визначати не треба, тому що в формули (4.6) ÷ (4.13) відразу підставляють дійсне значення поверхні теплообмінника.

4.2 Тепловий конструктивний розрахунок

При виконанні теплового конструктивного розрахунку визначають поверхню теплообміну, необхідну для реалізації заданої цільової функції - нагріти холодний теплоносій або охолодити гарячий теплоносій до заданої температури. Послідовність теплового конструктивного розрахунку наступна.

1. З рівняння теплового балансу знаходять теплову потужність апарату і невідому температуру теплоносія на виході з теплообмінника. При цьому треба враховувати, що питома c_p є функцією невідомої температури і тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень.

Наприклад, необхідно визначити температуру гарячого теплоносія на виході з теплообмінного апарату T_1'' . Для цього знаходять питому теплоємність c_{p1} за довідником [1] при температурі на вході T_1' . Потім з рівняння теплового балансу визначають температуру гарячого теплоносія на виході за формулою:

$$T_1'' = T_1' - \frac{Q}{G_1 \times c_{p1}} \quad (4.14)$$

Знаючи T_1'' , розраховуємо середню температуру гарячого теплоносія $T_1 = (T_1' + T_1'') / 2$ і уточнюємо значення c_{p1} та T_1'' по формулі (4.14). Якщо різниця знову

знайденої температури менше 5 %, розрахунок закінчують, інакше, ще раз уточнюють температуру T_1'' і знову знаходять з довідкових таблиць значення c_{p1} .

2. Будують графік зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні нагрівання $T = f(F)$ і розраховують середню різницю температур теплоносіїв $\Delta \bar{T}$.

3. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

4. Знаходять площу поверхні теплообміну F з рівняння теплопередачі за формулою (1.19).

5. Виконують розрахунок конструктивних параметрів теплообмінного апарату.

4.3 Компонувачний розрахунок секційного теплообмінника типу «труба в трубі»

Компонування розрахунок проводять спільно з тепловим конструктивним і гідравлічним розрахунками. Метою компонентного розрахунку секційного теплообмінника є визначення числа паралельно n_1 і послідовно n_2 з'єднаних секцій апарату. Число паралельно з'єднаних секцій знаходять з умови рекомендованого значення швидкостей теплоносіїв, яке впливає з гідравлічного розрахунку теплообмінника. Діапазон рекомендованих значень швидкостей теплоносіїв:

- $w_r = 5 \div 25$ м/с для газоподібних теплоносіїв;

- $w_{ж} = 0,5 \div 3$ м/с для рідинних (крапельних) теплоносіїв.

Алгоритм розрахунку n_1 наступний.

1. З рівняння нерозривності знаходять швидкості руху теплоносіїв без розпаралелювання потоків теплоносіїв, тобто при $n_1 = 1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}, \quad (4.15)$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}, \quad (4.16)$$

де $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ - швидкості гарячого і холодного теплоносіїв при $n_1 = 1$.

2. Порівнюють значення швидкостей $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ з рекомендованим інтервалом зміни швидкостей:

$$w_{min} \leq w_1^{n_1=1} \leq w_{max} \text{ та } w_{min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{max}, \quad (4.17)$$

де $w_{min} = 0,5$ м/с та $w_{max} = 3$ м/с для рідинних теплоносіїв і відповідно $w_{min} = 5$ м/с та $w_{max} = 25$ м/с для газоподібних теплоносіїв.

3. Вибирають значення n_1 таким чином, щоб швидкості w_1 та w_2 знаходилися в рекомендованому інтервалі значень швидкостей:

$$w_{min} \leq w_1, w_2 \leq w_{max},$$

$$w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \text{ та } w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1} . \quad (4.18)$$

При виборі числа паралельних секцій n_1 можливі наступні варіанти.

а) У одного з теплоносіїв швидкість лежить в заданому інтервалі швидкостей, а в іншого теплоносія перевищує w_{max} і необхідно розпаралелювання цього потоку.

Наприклад, $w_{min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{max}$, а $w_1^{n_1=1} \gg w_{max}$ тоді $n_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{зад}}$, де $w_1^{зад}$ — швидкість потоку із заданого інтервалу. В цьому випадку гарячий теплоносій надходить в n_1 паралельно з'єднаних секцій, а холодний теплоносій послідовно проходить через усі секції. Наприклад, для $n_1 = 3$ та $n_2 = 2$ при протиточній схемі руху теплоносіїв та рух гарячого флюїду в центральних трубках, а холодного в кільцевому зазорі отримаємо наступну компоновочну схему секційного теплообмінника (рисунок 4.3).

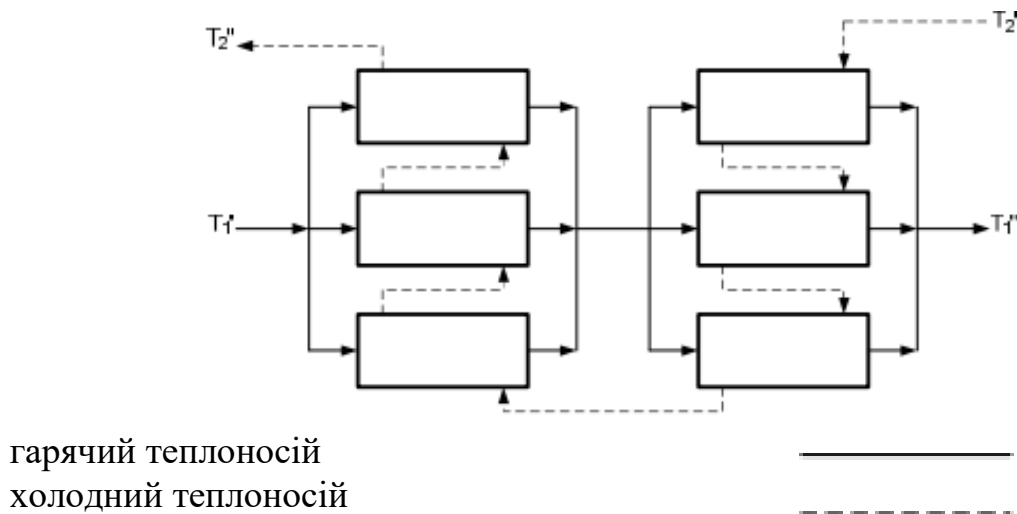


Рисунок 4.3 - Компонування теплообмінника «труба в трубі» при $n_1 = 3$ та $n_2 = 2$ і протиточній схемі руху теплоносіїв

б) Швидкості течії обох теплоносіїв перевищують задані з гідравлічного розрахунку максимально допустимі значення швидкості $w_1^{n_1=1}, w_2^{n_1=1} \gg w_{max}$. В

цьому випадку необхідно підібрати n_1 таким, щоб для обох теплоносіїв одночасно виконувалася умова:

$$W_{min} \leq W_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \leq W_{max}, \quad (4.20)$$

$$W_{min} \leq W_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1} \leq W_{max}. \quad (4.21)$$

Наприклад, $n_1 = 2$ та $n_2 = 3$, при прямоточній схемі руху теплоносіїв і течії холодного теплоносія в центральних трубках, а гарячого - в кільцевому каналі, маємо наступну компоновку секційного теплообмінника (рисунок 4.4).

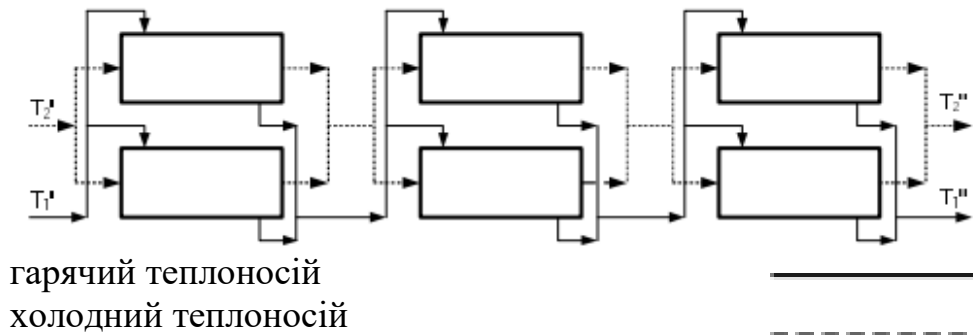


Рисунок 4.4 - Компоновання теплообмінника «труба в трубі» при $n_1 = 2$ і $n_2 = 3$ і прямоточною схемою руху теплоносіїв

При розрахунку секційного теплообмінника вибір числа паралельно з'єднаних секцій n_1 виконують на етапі визначення коефіцієнтів конвективної тепловіддачі. Розрахунок числа послідовно з'єднаних секцій n_2 проводять після виконання теплового розрахунку, в результаті якого знаходять площу поверхні теплообміну F , необхідну для нагріву або охолодження теплоносіїв, за формулою:

$$n_2 = \frac{F}{\pi \times d^* \times l \times n_1}, \quad (4.22)$$

де F - площа поверхні теплообміну;

d^* - розрахунковий діаметр малої труби;

n_1 - число паралельно з'єднаних секцій; l - довжина труб.

Якщо коефіцієнти тепловіддачі розрізняються на порядок, як d^* береться діаметр труби з боку меншого з α_1 та α_2 , в іншому випадку $d^* = 0.5(d_{вн} + d_{нар})$.

Число послідовно з'єднаних секцій n_2 округлюють у велику сторону і уточнюють довжину трубок:

$$l = \frac{F}{\pi \times d^* \times n_1 \times n_2}. \quad (4.23)$$

5 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Студенти галузі знань G «Інженерія, виробництво та будівництво» (15 «Автоматизація та приладобудування», 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації») на закінчення вивчення освітнього компоненту «Автоматизація виробничих процесів» виконують контрольну роботу «Розрахунок теплообмінного апарату».

При виконанні контрольної роботи студенти повинні:

- Вивчити принцип роботи теплообмінних апаратів, їх призначення, особливості конструкції;
- Освоїти методику теплового перевірного і конструктивного розрахунків теплообмінників;
- Набути практичних навичок теплового розрахунку теплообмінника.

Кожен студент отримує завдання для виконання контрольної роботи. Контрольна робота оформляється на аркушах формату А4. Розрахунок супроводжується докладними коментарями і посиланнями на літературу.

6 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ

6.1 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінного апарату

Завдання. Визначити кількість трубок n горизонтального кожухотрубного конденсатора, число ходів по воді, що нагрівається Z і температуру води на виході з теплообмінника T_2'' , якщо швидкість руху води в трубках $w_2 = 3$ м/с. Зовнішній діаметр трубок $d_{\text{нар}} = 20$ мм, внутрішній $d_{\text{вн}} = 16$ мм. Довжина труб $l = 1,8$ м, матеріал - вуглецева сталь 20. Внутрішній діаметр корпусу $D = 0,64$ м. Температура води на вході в теплообмінник $T_2' = 30$ °С. Сухий насичений водяний пар при тиску $p = 1,43$ бар подається в між трубний простір. Конденсат видаляється при температурі насичення.

Тип розрахунку - тепловий перевірочний з елементами конструктивного розрахунку.

Визначення кількості трубок n і числа ходів по воді, що нагрівається Z .

Конструкція, принцип дії та алгоритм розрахунку кожухотрубного теплообмінного апарату описані в розділі 2.1 навчального посібника.

Загальна кількість трубок визначимо по таблиці 2.1, для цього з формули (2.3) знайдемо кількість труб в діагоналі n_d :

$$n_d = \frac{D + s - 2 \times k}{d_{\text{нар}} + s}$$

Кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом теплообмінника прийемо $k = 6$ мм, а крок труб $s = 1,5 \cdot d_{\text{нар}}$.

Отримуємо кількість труб в діагоналі:

$$n_d = \frac{D+s-2 \times k}{d_{\text{нар}}+s} = \frac{0.64+1.5 \times 0.02-2 \times 0.006}{0.02+1.5 \times 0.02} = 13.16$$

У таблиці 2.1 вибираємо найближче менше значення $n_d = 13$. Приймаємо розбивку по колах. Тоді загальна кількість трубок дорівнюватиме $n = 130$, число кіл - 6, число труб по зовнішній окружності - 37.

Зауважимо, що якщо отримане значення n_d округлити в більшу сторону, то внутрішній діаметр корпусу необхідно буде перерахувати за формулою (2.3).

Прийmemo число ходів по воді $Z = 1$, тому що швидкість руху води в трубках лежить в рекомендованому інтервалі швидкостей $w_2 = w_{\text{жид}}^{\text{доп}} = 3$ м/с.

Тепловий перевірочний розрахунок

Перевірочний розрахунок виконують для конкретного теплообмінника, розміри якого задані. Розрахунок ведуть методом послідовних наближень по одному з алгоритмів, описаних в розділі 3.1 навчального посібника. Для розрахунку скористаємося алгоритмом, заснованим на понятті ефективності теплообмінного апарату.

Перше наближення $T_2'' = 30$ °С.

У першому наближенні приймаємо температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника $T_2'' = 30$ °С. Тоді середня температура води дорівнює:

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{30 + 30}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Температура гарячого теплоносія на вході і на виході дорівнює температурі насичення при заданому тиску, тому що відбувається конденсація водяної пари, а конденсат видаляється при температурі насичення. За таблиці 1.76 [1] при $p = 1,43$ бар знаходимо:

$$T_1' = T_1'' = T_1 = T_n = 110^\circ\text{C}$$

2. Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Основна складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 , α_2 полягає в тому, що в критеріальні формули входять величини, що залежать від температур зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінок T_{w1} та T_{w2} , тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень по одному з алгоритмів, описаних в розділі 2.5. Виконаємо розрахунок по другому алгоритму. Для цього:

- Ставимо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 , використовуючи рекомендації, наведені в розділі 2.5.

Прийmemo для плівкової конденсації водяної пари $\alpha_1 = 10000$ Вт / (м²К), а для нагріву води $\alpha_2 = 1000$ Вт/(м²К).

- У першому наближенні коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок - вуглецевої сталі 20, знайдемо з таблиці 1.11 [1] $\lambda_w = 51.3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ при середній температурі гарячого і холодного теплоносіїв:

$$(T_1 + T_2) / 2 = (110 + 30) / 2 = 70^\circ \text{C}.$$

Товщина стінки труби дорівнює:

$$\delta = 0.5 \times (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}}) = 0.5 \times (0.02 - 0.016) = 0.002 \text{ м}.$$

- Знаходимо температури стінок T_{w1} і T_{w2} за формулами (1.39) та (1.40):

$$\begin{aligned} T_{w1} &= T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} = \\ &= 110 - \frac{110 - 30}{\frac{1}{10000} + \frac{0.002}{51.34} + \frac{1}{10000}} \times \frac{1}{10000} = 103^\circ \text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{w2} &= T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}} = \\ &= 103 - (110 - 103) \frac{0.002 \times 10000}{51.34} = 100.2^\circ \text{C} \end{aligned}$$

- По критеріальним рівнянням визначаємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 та α_2 . Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пара на горизонтальній поверхні α_1 знайдемо по формулі (1.49).

За таблицею 1.76 [1] при $T_1 = T_n = 110^\circ \text{C}$ знаходимо приховану теплоту пароутворення $r = 2230 \cdot 10^3 \text{ Дж / кг}$.

За таблицею 1.77 [1] при $T_1 = T_n = 110^\circ \text{C}$ знаходимо фізичні властивості конденсатної плівки: $\rho_{\text{пл}} = 951 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{\text{пл}} = 0,685 \text{ Вт / (мК)}$; $\mu_{\text{пл}} = 259 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\sigma_{\text{пл}} = 569 \cdot 10^{-4} \text{ Н / м}$.

Для горизонтальної труби перевіряємо виконання умови (1.50):

$$20 \times \left(\frac{\sigma_{\text{пл}}}{g \times \rho_{\text{пл}}} \right)^{0.5} = 20 \times \left(\frac{569 \times 10^{-4}}{9.81 \times 951} \right)^{0.5} = 0.049 \text{ м}.$$

Отримуємо, що умова (2.50) виконується ($d_{\text{нар}} < 0.049 \text{ м}$), тому режим течії плівки ламінарний.

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_1 за формулою (2.49):

$$\alpha_1 = 0.728 \sqrt[4]{\frac{g \times r \times \rho_{\text{пл}}^2 \times \lambda_{\text{пл}}^3}{\mu_{\text{пл}} \times (T_n - T_{w1}) \times d_{\text{нар}}}} =$$

$$= 0.728 \sqrt[4]{\frac{9.81 \times 2230 \times 10^3 \times 951^2 \times 0.685^3}{259 \times 10^{-6} \times (110 - 103) \times 0.02}} = 14898 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі води в прямих гладких трубах α_2 .

За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_2 = 30^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda = 0.618 \text{ Вт/(мК)}$; $\nu = 0.805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 5.42$, а по таблиці 1.77 [1] при температурі стінки $T_{w2} = 100,2^\circ\text{C}$ - $Pr_w = 1.75$.

Далі розраховуємо критерій Рейнольдса і визначити режим течії.

$$Re = \frac{w_2 \times d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{3 \times 0.016}{0.805 \times 10^{-6}} = 59627 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більше 10000, то режим течії води турбулентний.

За критеріальною формулою (2.41) для турбулентного режиму течії в трубах і каналах розраховуємо безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} = \\ &= 0.021 \times 59627^{0.8} \times 5.42^{0.43} \times \left(\frac{5.42}{1.75} \right)^{0.25} = 381. \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_2 за формулою (1.31):

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu} \times \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{381 \times 0.618}{0.016} = 14716 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\Delta_1 = \frac{|10000 - 14885|}{14885} \times 100\% = 32.8\%.$$

$$\Delta_2 = \frac{|10000 - 14716|}{14716} \times 100\% = 93.2\%.$$

Так як розбіжність більше 5 %, то розрахунок повторюємо з пункту 2 для нових значень α_1 та α_2 . Наступні результати розрахунків в процесі ітерацій занесемо в таблицю (таблиця 6.1). Зауважимо, що у формулі для розрахунку α_1 змінюється тільки температура стінки T_{w1} , а в формулах для розрахунку α_2 - критерій Прандтля Pr_w .

З таблиці 1.11 [1] при середній температурі стінки
 $\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{103 + 100.2}{2} = 101.6^\circ\text{C}$ знайдемо коефіцієнт теплопровідності
 вуглецевої сталі 20 $\lambda_w = 51,1 \text{ Вт/(мК)}$.

Таблиця 6.1 - Результати розрахунку параметрів теплообміну

№ ітерації	0	1	2	3
$\lambda_w, \text{Вт/(мК)}$	-	51.34	51.1	51.34
$T_{w1}, ^\circ\text{C}$	-	102.976	79.160	75.538
$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	-	100.24	61.193	58.932
Pr_w	-	1.75	2.91	2.96
$\alpha_1, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	10000	14885	10283	9861
$\alpha_2, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	1000	14716	12960	12904
$\Delta_1, \%$	-	32.8	30.9	4.1
$\Delta_2, \%$	-	93.2	11.9	0.42

В результаті виконання ітераційного процесу отримуємо $\alpha_1 = 9861 \text{ Вт / (м}^2\text{·К)}$, $\alpha_2 = 12904 \text{ Вт / (м}^2\text{·К)}$.

Відношення зовнішнього діаметра стінки труби до внутрішнього діаметра менше двох ($d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$), тому коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою (1.28) для плоскої стінки. При цьому термічним опором забруднень нехтуємо $R_{\text{заг}} = 0$. Отримуємо:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{9861} + \frac{0.002}{51.4} + \frac{1}{12904}} = 4591.2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3. Температуру води на виході з теплообмінника T_2'' знайдемо по формулі (4.11):

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \times e^{\frac{k \times F}{w_2}}$$

За таблицею 1.74 [1] при середній температурі холодного теплоносія $T_2 = 30^\circ\text{C}$ знаходимо щільність води $\rho_2 = 995,7 \text{ кг / м}^3$ і питому масову теплоємність $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж / (кг · К)}$.

При перебігу води в трубках площу поперечного перерізу розрахуємо за формулою (3.1):

$$f_2 = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \times \frac{n}{z} = \frac{3.14 \times 0.016^2}{4} \times \frac{130}{1} = 0.02612 \text{ м}^2$$

Витрата холодного теплоносія G_2 знайдемо з рівняння нерозривності (2.10):

$$G_2 = p_2 \times w_2 \times f_2 = 995.7 \times 3 \times 0.02612 = 78.04 \text{ кг/с}$$

Площа поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінного апарату розраховуємо за формулою (3.4):

$$F_{\text{дейст}} = \pi \times d^* \times l \times n = 3.14 \times 0.5 \times (0.02 + 0.016) \times 1.8 \times 130 = 13.23 \text{ м}^2$$

З урахуванням того, що α_1 та α_2 мають значення одного порядку за розрахунковий діаметр приймаємо середній діаметр труби $d^* = 0,5 (d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

Водяний еквівалент холодного теплоносія дорівнює:

$$W_2 = G_2 \times c_{\text{сп2}} = 78.04 \times 4174 = 325728 \text{ Вт/К}$$

Розраховуємо температуру води на виході з теплообмінника T_2'' :

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \times e^{\frac{k \times F}{W_2}} = 110 - (110 - 30) \times e^{\frac{4591 \times 13.23}{325728}} = 43.6^\circ\text{C}$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta = \frac{|30 - 43.61|}{43.61} \times 100\% = 31.2\%$$

Так як розбіжність більше 5 %, то розрахунок повторюємо з пункту 2 із знову розрахованим значенням температури води на виході з теплообмінника T_2'' .

$$\text{Друге наближення } T_{2.}'' = 43,6^\circ\text{C}$$

Середня температура води дорівнює:

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{30 + 43.61}{2} = 36.8^\circ\text{C}$$

Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Прийmemo $\alpha_1 = 9861 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$, $\alpha_2 = 12904 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$.

З таблиці 1.11 [1] при середній температурі стінки $\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{73.5 + 58.9}{2} = 66.2$ знайдемо коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі 20°C $\lambda_w = 51,4 \text{ Вт / (мК)}$.

Знаходимо температури стінок T_{w1} та T_{w2} :

$$T_{w1} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} =$$

$$= 110 - \frac{110 - 30}{\frac{1}{9861} + \frac{0.002}{51.4} + \frac{1}{129040}} \times \frac{1}{9861} = 72.8^{\circ}\text{C}.$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}} =$$

$$= 72.754 - (110 - 72.754) \frac{0.002 \times 9861}{51.34} = 58.5^{\circ}\text{C}.$$

Розраховуємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 та α_2 .

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари знаходимо α_1 за формулою (2.49):

$$\alpha_1 = 0.728 \sqrt[4]{\frac{g \times r \times p_{\text{пл}}^2 \times \lambda_{\text{пл}}^3}{\mu_{\text{пл}} \times (T_{\text{н}} - T_{w1}) \times d_{\text{нар}}}} =$$

$$= 0.728 \sqrt[4]{\frac{9.81 \times 2230 \times 10^3 \times 951^2 \times 0.685^3}{259 \times 10^{-6} \times (110 - 72.8) \times 0.02}} = 9809 \text{ Вт/(м}^2\text{K)}.$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі текучого середовища в прямих гладких трубах α_2 .

За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_2 = 37^{\circ}\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda = 0,630 \text{ Вт / (мK)}$; $\nu = 0,703 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 4,64$, а по таблиці 1.77 [1] при температурі стінки $T_{w2} = 58,46^{\circ}\text{C}$ - $Pr_w 2,95$.

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначити режим течії:

$$Re = \frac{w_2 \times d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{3 \times 0.016}{0.703 \times 10^{-6}} = 68278 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більше 10000, то режим течії води турбулентний.

За критеріальною формулою (2.41) для турбулентного режиму течії в трубах і каналах розраховуємо безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\overline{Nu} = 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} =$$

$$= 0.021 \times 68278^{0.8} \times 4.64^{0.43} \times \left(\frac{4.64}{2.95} \right)^{0.25} = 335.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu} \times \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{335 \times 0.63}{0.016} = 13202 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\Delta_1 = \frac{|9861 - 9809|}{9809} \times 100\% = 0.5\%.$$

$$\Delta_2 = \frac{|12904 - 13202|}{13202} \times 100\% = 2.3\%.$$

Так як розбіжність менше 5 %, то розрахунок закінчуємо.
Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{зар}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{9809} + \frac{0.002}{51.4} + \frac{1}{13202}} = 4617 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

3. Температуру води на виході з теплообмінника T_2'' знайдемо по формулі (4.11):

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \times e^{-\frac{k \times F}{w_2}}.$$

За таблицею 1.74 [1] при середній температурі холодного теплоносія $T_2 = 37^\circ\text{C}$ знаходимо щільність води $\rho_2 = 993,25 \text{ кг / м}^3$ і питому масову теплоємність $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж / (кг К)}$.

Витрату холодного теплоносія G_2 знайдемо з рівняння нерозривності (2.10):

$$G_2 = \rho_2 \times w_2 \times f_2 = 993.25 \times 3 \times 0.02612 = 77.8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Водяний еквівалент холодного теплоносія дорівнює:

$$W_2 = G_2 \times c_{p2} = 77.83 \times 4174 = 324867 \text{ Вт/К}.$$

Розрахувати температуру води на виході з теплообмінника T_2'' :

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \times e^{-\frac{k \times F}{w_2}} = 110 - (110 - 30) \times e^{-\frac{4617 \times 13.23}{324867}} = 43.7^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta = \frac{|43.6 - 43.7|}{43.7} \times 100\% = 0.2\%.$$

Так як розбіжність менше 5 %, тому ітераційний розрахунок закінчуємо. Остаточно приймаємо $T_2'' = 43,7^{\circ}\text{C}$.

6.2 Приклад розрахунку секційного теплообмінника типу «труба в трубі»

Завдання. У секційному теплообміннику типу «труба в трубі» охолоджується повітря в кількості $G_1 = 0,6$ кг/с від $T_1' = 70^{\circ}\text{C}$ до $T_1'' = 30^{\circ}\text{C}$. Повітря рухається в міжтрубному просторі між великою і малими трубками під тиском $p_1 = 2,5$ бар. Вода подається у внутрішні трубки в кількості $G_2 = 1,2$ кг / с з температурою $T_2' = 10^{\circ}\text{C}$. Схема руху теплоносіїв - протитечія. У кожній секції розташоване $n = 3$ трубки діаметром $d_{\text{вн}} = 32$ мм, $d_{\text{нар}} = 38$ мм. Матеріал трубок - вуглецева сталь У8. Внутрішній діаметр великої труби $D = 120$ мм. Довжина кожної секції $l \leq 1,8$ м. Визначити площу поверхні теплообміну, а також число паралельно n_1 і послідовно n_2 з'єднаних секцій.

Тип розрахунку - тепловий конструктивний.

При виконанні теплового конструктивного розрахунку визначають поверхню теплообміну, необхідну для нагрівання холодного теплоносія або охолодження гарячого теплоносія до заданої температури.

Послідовність теплового конструктивного розрахунку описана в розділі 4.2 навчального посібника.

1. З рівняння теплового балансу знаходимо теплову потужність апарату Q і температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

Для однофазних теплоносіїв рівняння теплового балансу набуде вигляду:

$$Q = G_1 \times c_{p1} \times (T_1' - T_1'') = G_2 \times c_{p2} \times (T_2' - T_2'').$$

Оскільки температури гарячого теплоносія задані по умові, то з лівої частини рівняння теплового балансу розраховуємо теплову потужність теплообмінника Q . Для цього по таблиці 1.65 [1] при середній температурі гарячого

теплоносія $T_1 = \frac{T_1' + T_1''}{2} = 50^{\circ}\text{C}$ знаходимо питому теплоємність повітря $c_{p1} = 1,005$ кДж / (кг К). Тоді тепла потужність апарату дорівнює:

$$Q = G_1 \times c_{p1} \times (T_1' - T_1'') = 0.6 \times 1005 \times (70 - 30) = 24120 \text{ Вт}.$$

Знаючи Q , з правої частини рівняння теплового балансу знаходимо температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінного апарату:

$$T_2'' = T_2' + \frac{Q}{G_2 \times c_{p2}}.$$

Питома теплоємність c_{p2} залежить від шуканої температури T_2'' , тому розрахунок ведемо методом послідовних наближень.

У першому наближенні приймемо $T_2'' = T_2' = 10.^\circ\text{C}$. За таблицею 1.74 [1] при середній температурі холодного теплоносія $T_2 = \frac{(T_2' - T_2'')}{2} = 10^\circ\text{C}$ знаходимо $c_{p2} = 4,191 \text{ кДж / (кг К)}$. Розраховуємо температуру холодного теплоносія на виході у другому наближенні:

$$T_2'' = 10 + \frac{24120}{1,2 \times 4191} = 14,8^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури T_2'' становить:

$$\Delta = \frac{|10 - 14.8|}{14.8} \times 100\% = 32.4\%.$$

Похибка ітераційного процесу визначення температури T_2'' більше 5 %, тому розрахунок повторюємо. При цьому питому теплоємність води знаходимо за таблицею 1.74 [1] для нового значення $T_2'' = 14.8^\circ\text{C}$. При середній температурі холодного теплоносія $T_2 = \frac{(T_2' - T_2'')}{2} = \frac{(10 + 14.8)}{2} = 12.4^\circ\text{C}$ знаходимо $c_{p2} = 4,189 \text{ кДж/(кг·К)}$.

Розраховуємо температуру холодного теплоносія на виході в третьому наближенні:

$$T_2'' = 10 + \frac{24120}{1.2 \times 4189} = 14.7^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури T_2'' становить:

$$\Delta = \frac{|14.8 - 14.7|}{14.7} \times 100\% = 0.68\%.$$

Розбіжність між температурами другого і третього наближення менше 5 %, тому розрахунок закінчуємо.

Для подальших розрахунків приймаємо температуру холодного теплоносія на виході дорівнює $T_2'' = 14.7^\circ\text{C}$.

2. З рівняння нерозривності (2.12) визначаємо швидкість руху гарячого і холодного теплоносіїв. При цьому для секційного теплообмінника типу «труба в трубі» попередньо необхідно знайти кількість паралельно n_1 з'єднаних секцій. алгоритм визначення n_1 наведено в розділі 4.3 навчального посібника.

- З рівняння нерозривності знаходимо швидкості руху теплоносіїв без розпаралелювання потоків теплоносіїв, тобто при $n_1 = 1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{p_1 f_1}, w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{p_2 f_2}.$$

Формули для розрахунку площ поперечного перерізу для проходу теплоносіїв f_1 та f_2 наведені в розділі 3.2 посібника.

В даному випадку повітря рухається в міжтрубному просторі, тому площа поперечного перерізу для проходу гарячого теплоносія дорівнює:

$$f_1^{n_1=1} = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1 = \\ = \left(\frac{3.14 \times 0.12^2}{4} - 3 \frac{3.14 \times 0.038^2}{4} \right) \times 1 = 7.9 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Вода рухається в трубках, тому площу поперечного перерізу для проходу холодного теплоносія знаходимо за формулою (3.5):

$$f_2^{n_1=1} = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1 = 3 \times \frac{3.14 \times 0.032^2}{4} \times 1 = 2.4110^{-3} \text{ м}^2.$$

Повітря знаходиться під тиском, тому його щільність визначається з рівняння Менделєєва-Клапейрона:

$$p_1 = \frac{p_1 \mu_{\text{в-ха}}}{R_{\mu} T_1} = \frac{2,5 \times 10^5 \times 28.96}{8314 \times (50 + 273)} = 2.696 \text{ кг/м}^3.$$

Щільність води знаходимо при середній температурі $T_2 = 12,4^\circ \text{C}$ по таблиці 1.74 [1] $\rho_2 = 999,34 \text{ кг / м}^3$.

Розраховуємо швидкості руху теплоносіїв при $n_1 = 1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{p_1 f_1} = \frac{0.6}{2.696 \times 7.9 \times 10^{-3}} = 28.2 \text{ м/с.} \\ w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{p_2 f_2} = \frac{1.2}{999.34 \times 2.41 \times 10^{-3}} = 0.498.$$

- Порівнюємо значення швидкостей $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ з рекомендованим інтервалом зміни швидкостей:

для повітря $5 \leq w_1^{n_1=1} \leq 25$,

для води $0.5 \leq w_2^{n_1=1} \leq 3$.

Швидкість холодного теплоносія дорівнює мінімально допустимій $w_{\min}$, а швидкість гарячого теплоносія перевищує максимально допустиму $w_{\max}$, тому необхідно розпаралелювання потоку гарячого теплоносія.

- Вибираємо число паралельних секцій n_1 таким чином, щоб швидкість повітря w_1 знаходилася в рекомендованому інтервалі значень. Для цього прийmemo швидкість гарячого теплоносія (повітря), наприклад, задаючись $w_1 = 10$ м/с і визначимо число паралельних секцій для руху гарячого теплоносія $n_1^{\text{гор}}$ за формулою:

$$n_1^{\text{гор}} = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_2^{\text{зад}}} = \frac{28.2}{10} = 2.82 \approx 3.$$

Уточнюємо f_1 і w_1 при $n_1^{\text{гор}}=3$:

$$\begin{aligned} f_1^{n_1=1} &= \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1^{\text{гор}} = \\ &= \left(\frac{3.14 \times 0.12^2}{4} - 3 \frac{3.14 \times 0.038^2}{4} \right) \times 3 = 0.0237 \text{ м}^2. \\ w_1 &= \frac{G_1}{p_1 f_1} = \frac{0.6}{2.696 \times 0.0237} = 9.39 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

3. Будуємо графік зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні нагрівання $T = f(F)$ і розраховуємо середню різницю температур теплоносіїв $\overline{\Delta T}$. Графік будуємо в масштабі. Правила побудови графіків докладно описані в розділі 2.3 навчального посібника.

Схема руху теплоносіїв - протитечія. Так як $\delta T_2 < \delta T_1$, і відповідно $W_2 > W_1$, то опуклість кривих зміни температури теплоносіїв спрямована в бік холодного теплоносія - вниз.

З графіка $T = f(F)$ визначаємо максимальну і мінімальну різниці температур теплоносіїв:

$$\Delta T_{\max} = T_1' - T_2'' = 70 - 14.7 = 55.3^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = T_1'' - T_2' = 30 - 10 = 20^\circ\text{C}.$$

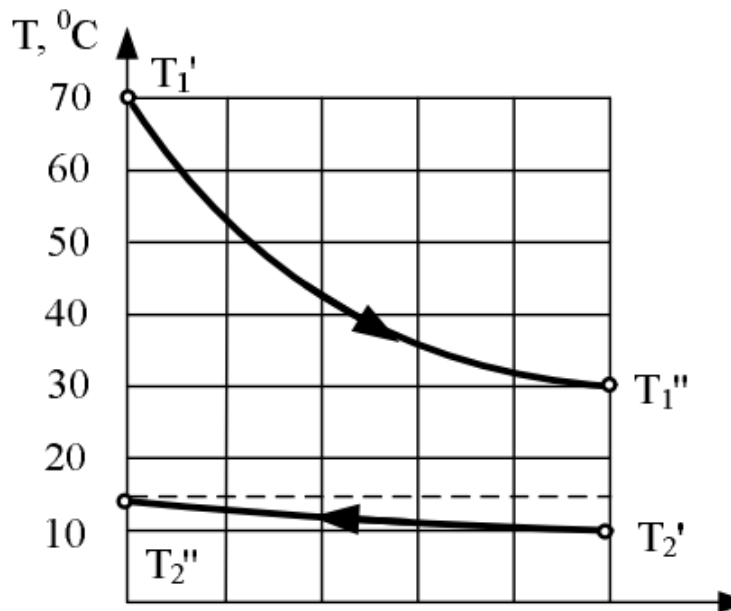


Рисунок 6.1 - Зміна температур теплоносіїв уздовж поверхні нагріву

Відношення $\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}} = \frac{55.3}{20} = 2.8 > 2$ тому середню різницю температур розраховуємо по формулі (2.21):

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{55.3 - 20}{\ln \frac{55.3}{20}} = 34.7^\circ\text{C}$$

4. Розраховуємо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Основна складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 полягає в тому, що в критеріальні формули входять величини, що залежать від температур зовнішньої і внутрішньої стінок T_{w1} і T_{w2} , тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень по одному з алгоритмів, описаних в розділі 2.5. Виконаємо розрахунок за першим алгоритмом.

- Ставимо невідомі температури стінок T_{w1} і T_{w2} в першому наближенні:

$$T_{w1} = \frac{T_1 - \overline{\Delta T}}{2} = \frac{50 - 34.71}{2} = 32.65^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = T_{w1} - 1^\circ\text{C} = 32.65 - 1 = 31.65^\circ\text{C}.$$

З таблиці 1.11 [1] при середній температурі стінки $\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{32.6 + 31.6}{2} = 32.1^\circ\text{C}$ знайдемо коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі марки У8 $\lambda_w = 49,54 \text{ Вт/(мК)}$.

- По критеріальним рівнянням визначаємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 та α_2 .

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі повітря в міжтрубному просторі α_1 .

При русі теплоносія в каналах складної форми в якості визначального розміру приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{\text{екв}}$, який для міжтрубного простору теплообмінника «труба в трубі» з числом трубок n розраховується за формулою (2.44):

$$d_{\text{екв}} = \frac{D^2 - d_{\text{нар}}^2 \times n}{D + d_{\text{нар}} \times n} = \frac{0.12^2 - 0.038^2 \times 3}{0.12 + 0.038 \times 3} = 0,043 \text{ м.}$$

За таблицею 1.65 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_1 = 50^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості повітря: $\lambda_1 = 0,0283 \text{ Вт / (мК)}$; $Pr_1 = 0,698$; $\mu_1 = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$. При температурі стінки $T_{w1} = 32,6^\circ\text{C}$ знаходимо $Pr_{w1} = 0,701$. Кінематичний коефіцієнт в'язкості для повітря розраховуємо за формулою:

$$v = \frac{\mu_{\text{ат}}}{\rho} = \frac{19.6 \times 10^{-6}}{2.696} = 7.27 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначити режим течії:

$$Re = \frac{w_1 \times d_{\text{екв}}}{v_1} = \frac{9.39 \times 0.043}{7.27 \times 10^{-6}} = 55539 > 10^4.$$

Критерій Рейнольдса більше 10000, то режим течії повітря турбулентний.

За критеріальною формулою (2.41) для турбулентного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0.25} = \\ &= 0.021 \times 55539^{0.8} \times 0.698^{0.43} \times \left(\frac{0.698}{0.701} \right)^{0.25} = 112.3. \end{aligned}$$

Далі розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \times \lambda_1}{d_{\text{екв}}} = \frac{112.3 \times 0.0283}{0.043} = 73.9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі текучого середовища в прямих гладких трубах α_2 . За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_2 = 12,4^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт / (мК)}$; $v_2 = 1,234 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_2 = 8,92$, а при температурі стінки $T_{w2} = 31,6^\circ\text{C}$ - $Pr_{w2} = 5,18$.

Визначальний розмір - внутрішній діаметр трубок $R_0 = d_{\text{вн}}$.

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$Re_2 = \frac{w_2 \times d_{\text{вн}}}{\nu_2} = \frac{0.498 \times 0.032}{1.234 \times 10^{-6}} = 12914 > 10^4.$$

Число Рейнольдса більше 10000, тому режим течії повітря турбулентний.

За критеріальною формулою (2.41) для турбулентного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= 0.021 \times Re_2^{0.8} \times Pr_2^{0.43} \times \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0.25} = \\ &= 0.021 \times 12914^{0.8} \times 8.92^{0.43} \times \left(\frac{8.92}{5.18} \right)^{0.25} = 119.9. \end{aligned}$$

Далі розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \times \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{119.9 \times 0.58}{0.032} = 2172.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

- Визначаємо коефіцієнт теплопередачі k .

Відношення зовнішнього діаметра стінки труби до внутрішнього діаметра менше двох ($d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$), тому коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою (2.28) для плоскої стінки. При цьому термічним опором забруднень нехтуємо ($R_{\text{заг}} = 0$).

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{73.9} + \frac{0.003}{49.54} + \frac{1}{2172.8}} = 71.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

- Уточнюємо температури стінок T_{w1} і T_{w2} . Для цього розрахуємо щільність теплового потоку через стінку між середніми температурами T_1 і T_2 теплоносіїв:

$$q = k (T_1 - T_2) = 71.2 \times (50 - 12.4) = 2675.7 \text{Вт/м}^2.$$

Температури стінок знайдемо за формулами (2.35) і (2.36).

$$\begin{aligned} T_{w1} &= \frac{(T_1 - q)}{\alpha_1} = \frac{(50 - 12.4)}{73.9} = 13.8 \text{ } ^\circ\text{C}. \\ T_{w2} &= \frac{(T_2 - q)}{\alpha_2} = \frac{(12.4 - 2675.7)}{2172.8} = 13.8 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_1 = \frac{|13.8 - 32.65|}{35.65} \times 100\% = 57.7 \%$$

$$\Delta_2 = \frac{|13.6 - 31.65|}{31.65} \times 100\% = 57.0 \%$$

Так як розбіжність більше 5 %, то розрахунок проводимо аналогічно пункту 4 для нових значень $T_{w1} = 13,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ та $T_{w2} = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Зауважимо, що в формулах для розрахунку α_1 та α_2 зміняться тільки значення критеріїв Прандтля Pr_{w1} та Pr_{w2} .

З таблиці 1.11 [1] знайдемо коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі У8 $\lambda_w = 49,69 \text{ Вт / (мК)}$ при середній температурі стінки:

$$\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{13.8 + 13.6}{2} = 13.7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розраховуємо α_1 та α_2 .

За таблицею 1.65 [1] при температурі стінки $T_{w1} = 13,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ знаходимо $Pr_{w1} = 0,704$.

За таблицею 1.74 [1] при температурі стінки $T_{w2} = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ знаходимо $Pr_{w2} = 8,62$.

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= 0.021 \times Re_1^{0.8} \times Pr_1^{0.43} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0.25} = \\ &= 0.021 \times 55539^{0.8} \times 0.698^{0.43} \times \left(\frac{0.698}{0.704} \right)^{0.25} = 112.2. \\ \alpha_1 &= \frac{\overline{Nu}_1 \times \lambda_1}{d_{\text{екв}}} = \frac{112.2 \times 0.0283}{0.043} = 73.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= 0.021 \times Re_2^{0.8} \times Pr_2^{0.43} \times \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0.25} = \\ &= 0.021 \times 12914^{0.8} \times 8.92^{0.43} \times \left(\frac{8.92}{8.62} \right)^{0.25} = 105. \\ \alpha_2 &= \frac{\overline{Nu}_2 \times \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{105.6 \times 0.58}{0.032} = 1913.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{73.8} + \frac{0.003}{49.69} + \frac{1}{1913.1}} = 70.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Уточнюємо температури стінок T_{w1} та T_{w2} .

$$q = k(T_1 - T_2) = 70.8 \times (50 - 12.4) = 2660.6 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = \frac{T_1 - q}{\alpha_1} = \frac{50 - 2660.6}{73.8} = 13.9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = \frac{T_2 - q}{\alpha_2} = \frac{12.4 - 2660.6}{1913.1} = 13.8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятими і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_1 = \frac{|13.8 - 13.9|}{13.8} \times 100\% = 0.72 \text{ } \%$$

$$\Delta_2 = \frac{|13.6 - 13.8|}{13.6} \times 100\% = 1.5 \text{ } \%$$

Так як розбіжність між розрахованим знову і попереднім значеннями температур стінок менше 5 %, то розрахунок закінчуємо. Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт теплопередачі рівним $k = 70,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

5. Знаходимо площу поверхні теплообміну F з рівняння теплопередачі (2.19):

$$F = \frac{Q}{k \times \Delta T} = \frac{24120}{70.8 \times 34.7} = 9.82 \text{ м}^2.$$

6. Визначаємо кількість послідовно з'єднаних секцій n_2 за формулою (4.22). За умови $\alpha_1 \ll \alpha_2$ як розрахунковий приймаємо внутрішній діаметр $d^* = d_{\text{вн}}$.

За умовою завдання $l = 1,8 \text{ м}$, довжину кожної секції приймаємо рівною:

$$l = 1,5 \text{ м. } n_2 = \frac{F}{\pi \times d^* \times l \times n_1} = \frac{9.82}{3.14 \times 0.032 \times 1.5 \times 3} = 21.7 \approx 22.$$

Уточнюємо довжину труби за формулою (4.23):

$$l = \frac{F}{\pi \times d^* \times n_1 \times n_2} = \frac{9.82}{3.14 \times 0.032 \times 3 \times 22} = 1.48 \text{ м}.$$

6.3 Приклад розрахунку пластинчастого теплообмінного апарату

Завдання. Визначити температури гарячої та холодної води на виході з пластинчастого теплообмінного апарату T_1'' та T_2'' , якщо витрата гарячої води $G_1 = 10$ кг / с, а холодної води $G_2 = 15$ кг / с. Теплообмінник зібраний з гладких пластин розмірами $b = 0,4$ м, $l = 0,8$ м. Відстань між пластинами $s = 20$ мм. Товщина пластин $\delta = 3$ мм. Матеріал пластин - вуглецева сталь 20. Кількість каналів для проходу гарячого теплоносія $n_1 = 20$, а холодного - $n_2 = 19$. Температура гарячої води на вході в теплообмінник $T_1' = 90$ °С, холодної води - $T_2' = 10$ °С.

Схема руху теплоносія - протитечія.

Тип розрахунку - тепловий перевірочний.

Перевірочний розрахунок виконується для конкретного теплообмінника, конструктивні розміри якого задані.

Розрахунок ведеться методом послідовних наближень по одному з алгоритмів, описаних в розділі 4.1 цього навчального посібника. Для розрахунку скористаємося алгоритмом, заснованим на понятті ефективності теплообмінного апарату.

Перше наближення $T_1' = 90$ °С, $T_2' = 10$ °С.

1. У першому наближенні приймаємо температури гарячого і холодного теплоносія на виході з теплообмінника $T_1'' = T_1' = 90$ °С та $T_2'' = T_2' = 10$ °С. Тоді середня температура води складе $T_1 = 90$ °С, $T_2 = 10$ °С.

2. Визначимо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Основна складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 та α_2 полягає в тому, що в критеріальні формули входять величини, що залежать від температур зовнішньої і внутрішньої стінок T_{w1} і T_{w2} , тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень по одному з алгоритмів, описаних в розділі 2.5. Виконаємо розрахунок за першим методом.

- Ставимо невідомі температури стінок T_{w1} і T_{w2} в першому наближенні.

Середня різниця температур теплоносія становитиме:

$$\overline{\Delta T} = T_1 - T_2 = 90 - 10 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{w1} = \frac{T_1 - \overline{\Delta T}}{2} = \frac{90 - 80}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = T_{w1} - 1^\circ\text{C} = 50 - 1 = 49 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По таблиці 1.11 [1] при середній температурі $\frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{50 + 49}{2} = 49,5$ °С знаходимо коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі марки 20 $\lambda_w = 51,5$ Вт / (мК). За артеріальним рівнянням визначаємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносія α_1 та α_2 .

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі гарячої води в щільовому каналі α_1 .

При русі теплоносія в каналах складної форми в якості визначального розміру приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{\text{екв}}$, який для щілинного каналу пластинчастого теплообмінника розраховується за формулою (2.42):

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \times s \times b}{s + b} = \frac{2 \times 0.02 \times 0.4}{0.02 + 0.4} = 0.038 \text{ м.}$$

За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_1 = 90^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda_1 = 0,68 \text{ Вт / (мК)}$; $\nu_1 = 0.326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_1 = 1.95$, $p_1 = 965.3 \text{ кг/м}^3$, а при температурі стінки $T_{w1} = 50^\circ\text{C}$ - $Pr_{w1} = 3.54$.

З рівняння нерозривності (2.12) знаходимо середню швидкість течії гарячого теплоносія:

$$w_1 = \frac{G_1}{p_1 f_1} = \frac{G_1}{p_1 \times n_1 \times s \times b} = \frac{10}{965.3 \times 20 \times 0.02 \times 0.4} = 0.065 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де площа поперечного перерізу каналу для проходу гарячого теплоносія f_1 розраховуємо за формулою (3.9).

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$Re_1 = \frac{w_1 \times d_{\text{екв}}}{\nu_1} = \frac{0.065 \times 0.038}{0.326 \times 10^{-6}} = 7577.$$

Так як критерій Рейнольдса лежить в інтервалі $2300 < Re_1 < 10^4$ - режим течії перехідний.

За таблицею 1.1 при $Re_1 = 7577$ знайдемо $K_0 = 25,73$.

За критеріальною формулою (2.48) для перехідного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= K_0 \times Pr_1^{0.43} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0.25} = \\ &= 25.75 \times 1.95^{0.43} \times \left(\frac{1.95}{3.54} \right)^{0.25} = 29.54. \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_1 за формулою (2.31):

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \times \lambda_1}{d_{\text{екв}}} = \frac{29.54 \times 0.68}{0.038} = 528.6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі холодної води в щільовому каналі α_2 .

Еквівалентний діаметр дорівнюватиме еквівалентному діаметру для гарячого теплоносія $d_{\text{зкв}} = 0,038$ м.

За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_2 = 10^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda_2 = 0.574$ Вт / (мК); $\nu_2 = 1.306 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_2 = 9.52$, $\rho_2 = 999.7$ кг/м³, а при температурі стінки $T_{w2} = 49^\circ\text{C}$ - $Pr_{w2} = 3.62$.

З рівняння нерозривності (2.12) знаходимо середню швидкість течії гарячого теплоносія:

$$w_2 = \frac{G_2}{p_2 f_2} = \frac{G_2}{p_2 \times n_2 \times s \times b} = \frac{15}{999.7 \times 19 \times 0.02 \times 0.4} = 0.099 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де площа поперечного перерізу каналу для проходу гарячого теплоносія f_2 розраховуємо за формулою (3.10).

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$Re_2 = \frac{w_2 \times d_{\text{зкв}}}{\nu_2} = \frac{0.099 \times 0.038}{1.306 \times 10^{-6}} = 2880.$$

Так як критерій Рейнольдса лежить в інтервалі $2300 < Re_2 < 10^4$ - режим течії перехідний.

За таблицею 1.1 при $Re_2 = 2880$ знайдемо $K_0 = 6.88$.

За критеріальною формулою (2.48) для перехідного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= K_0 \times Pr_2^{0.43} \times \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0.25} = \\ &= 6.88 \times 9.52^{0.43} \times \left(\frac{9.52}{3.62} \right)^{0.25} = 23.08. \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_2 за формулою (2.31):

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \times \lambda_2}{d_{\text{зкв}}} = \frac{23.08 \times 0.574}{0.038} = 348.6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

- Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі k .

Коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою (2.25) для плоскої стінки. При цьому термічним опором забруднень нехтуємо ($R_{\text{зар}} = 0$).

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{528.6} + \frac{0.003}{51.5} + \frac{1}{348.6}} = 207.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

- Уточнюємо температури стінок T_{w1} і T_{w2} . Для цього розрахуємо щільність теплового потоку через стінку між середніми температурами T_1 і T_2 теплоносіїв:

$$q = k (T_1 - T_2) = 207.5 \times (90 - 10) = \frac{16600 \text{ Вт}}{\text{м}^2}.$$

Температури стінок знайдемо за формулами (2.35) і (2.36):

$$T_{w1} = \frac{(T_1 - q)}{a_1} = \frac{(90 - 16600)}{528.6} = 58.6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = \frac{(T_2 - q)}{a_2} = \frac{(10 - 16600)}{348.6} = 57.6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_1 = \frac{|50 - 58.6|}{58.6} \times 100\% = 14.7 \text{ } \%.$$

$$\Delta_2 = \frac{|49 - 57.6|}{57.6} \times 100\% = 14.9 \text{ } \%.$$

Так як розбіжність більше 5 %, то розрахунок проводимо аналогічно пункту 2 для нових значень T_{w1} та T_{w2} . Зауважимо, що в формулах для розрахунку α_1 та α_2 зміняться тільки значення критеріїв Прандтля Pr_{w1} та Pr_{w2} .

З таблиці 1.11 [1] знайдемо коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі У8:
 $\lambda_w = 51.6 \text{ Вт / (мК)}$ при середній температурі стінки
 $\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{58.6 + 57.6}{2} = 58.1 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Розраховуємо α_1 та α_2 .

За таблицею 1.74 [1] при температурі стінки $T_{w1} = 58.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ знаходимо $Pr_{w1} = 3.02$.

За таблицею 1.74 [1] при температурі стінки $T_{w2} = 57.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ знаходимо $Pr_{w2} = 3.08$.

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= K_0 \times Pr_1^{0.43} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0.25} = \\ &= 25.73 \times 1.95^{0.43} \times \left(\frac{1.95}{3.08} \right)^{0.25} = 30.74. \\ \alpha_1 &= \frac{\overline{Nu}_1 \times \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{24.04 \times 0.574}{0.038} = 363.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\begin{aligned}\overline{Nu}_2 &= K_0 \times Pr_2^{0.43} \times \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0.25} = \\ &= 6.88 \times 9.52^{0.43} \times \left(\frac{9.52}{3.08} \right)^{0.25} = 24.04. \\ \alpha_2 &= \frac{\overline{Nu}_2 \times \lambda_2}{d_{\text{BH}}} = \frac{24.04 \times 0.574}{0.038} = 363.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.\end{aligned}$$

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі k :

$$\begin{aligned}k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{550.1} + \frac{0.003}{51.6} + \frac{1}{363.1}} = 216 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.\end{aligned}$$

Уточнюємо температури стінок T_{w1} та T_{w2} .

$$q = k(T_1 - T_2) = 216 \times (90 - 10) = 17280 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = \frac{T_1 - q}{\alpha_1} = \frac{90 - 17280}{550.1} = 58.6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = \frac{T_2 - q}{\alpha_2} = \frac{10 + 17280}{363.1} = 57.6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятими і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_1 = \frac{|58.6 - 58.6|}{58.6} \times 100 \% = 0 \ %.$$

$$\Delta_2 = \frac{|57.6 - 57.6|}{57.6} \times 100 \% = 0 \ %.$$

Так як розбіжність менше 5 %, то розрахунок закінчуємо. Остаточню приймаємо $k = 216 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

3. Визначимо температури гарячої та холодної води на виході з теплообмінника T_1'' та T_2'' .

За таблицею 1.74 [1] при середній температурі теплоносіїв $T_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $T_2 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ визначаємо питому масову теплоємність $c_{p1} = 4,208 \text{ кДж / (кгК)}$ та $c_{p2} = 4,191 \text{ кДж / (кгК)}$.

Водяні еквіваленти гарячого і холодного теплоносіїв знайдемо за формулами:

$$W_1 = G_1 \times c_{p1} = 10 \times 4208 = 42080 \text{ Вт/м}^2.$$

$$W_2 = G_2 \times c_{p2} = 15 \times 4191 = 62865 \text{ Вт/м}^2.$$

Площа поверхні теплообміну пластинчастого теплообмінного апарату розрахуємо за формулою (3.11):

$$F = (2n_1 - 2) \times b \times l = (2 \times 20 - 2) \times 0.4 \times 0.8 = 12.2 \text{ м}^2.$$

Безрозмірний коефіцієнт теплопередачі (NTU) дорівнює:

$$N = \frac{k \times F}{W_{\min}} = \frac{21.6 \times 12.2}{42080} = 0.0626.$$

Ефективність теплообмінного апарату для протivotоку знайдемо за формулою (4.5):

$$\begin{aligned} E_{\text{протivotок}} &= \frac{1 - e^{-N \times \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \times e^{-N \times \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} = \\ &= \frac{1 - e^{-0.0626 \times \left(1 + \frac{42080}{62865}\right)}}{1 - \frac{42080}{62865} \times e^{0.0626 \times \left(1 + \frac{42080}{62865}\right)}} = 0.0598. \end{aligned}$$

Так як $W_1 = W_{\min}$, то температури T_1'' та T_2'' розраховуємо за формулами (4.6) і (4.7):

$$T_1'' = T_1' - E \times (T_1' - T_2') = 90 - 0.0598 \times (90 - 10) = 85.2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \times (T_1' - T_2') = 10 + \frac{41910}{63120} 0.0598 \times (90 - 10) = 13.2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температур становить:

$$\Delta_1 = \frac{|90 - 85.22|}{85.22} \times 100\% = 5.2 \text{ } \%$$

$$\Delta_2 = \frac{|10 - 13.18|}{13.18} \times 100\% = 24.3 \text{ } \%$$

Так як розбіжність більше 5 %, то розрахунок повторюємо з пункту 2 для нових значень T_1'' і T_2'' .

Друге наближення $T''_1 = 85.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T''_2 = 13.2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Середні температури гарячої та холодної води рівні:

$$T_1 = \frac{T'_1 + T''_1}{2} = \frac{90 + 85.2}{2} = 87.6\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_2 = \frac{T'_2 + T''_2}{2} = \frac{10 + 13.2}{2} = 11.6\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2. Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

- Прийmemo $T_{w1} = 58.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $T_{w2} = 57.6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі 20 знайдемо з таблиці 1.11

[1] при середній температурі стінки $\overline{T_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{58.6 + 57.6}{2} = 58.1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\lambda_w = 51.6\text{ Вт / (мК)}$.

- По критеріальним рівнянням визначаємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 та α_2 .

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі гарячої води в щільовому каналі α_1 .

За таблицею 1.74 [1] при визначальною температурі $T_0 = T_1 = 87,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\rho_1 = 966,86\text{ кг/м}^3$; $\lambda_1 = 0,6786\text{ Вт/(мК)}$; $Pr_1 = 2,01$; $\nu_1 = 0,335 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$, а при температурі стінки $T_{w1} = 58,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $Pr_{w1} = 3,02$.

З рівняння нерозривності (2.12) знаходимо середню швидкість течії гарячого теплоносія:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \times n_1 \times s \times b} = \frac{10}{966.86 \times 20 \times 0.02 \times 0.4} = 0.0646 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$Re_1 = \frac{w_1 \times d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{0.0646 \times 0.038}{0.335 \times 10^{-6}} = 7328.$$

Так як критерій Рейнольдса лежить в інтервалі $2300 < Re_1 < 10^4$ - режим течії перехідний.

За таблицею 1.1 при $Re_1 = 7328$ знайдемо $K_0 = 25,0$.

За критеріальною формулою (2.48) для перехідного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= K_0 \times Pr_1^{0.43} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0.25} = \\ &= 25.0 \times 2.01^{0.43} \times \left(\frac{2.01}{3.02} \right)^{0.25} = 30.49. \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_1 за формулою (2.31):

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \times \lambda_1}{d_{\text{зкв}}} = \frac{30.49 \times 0.6786}{0.038} = 544.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі холодної води в щільовому каналі α_2 .

За таблицею 1.74 [1] при визначальній температурі $T_0 = T_2 = 11.6^\circ\text{C}$ знаходимо фізичні властивості води: $\lambda_2 = 0.578 \text{ Вт} / (\text{мК})$; $\nu_2 = 1.258 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_2 = 9.12$, $\rho_2 = 999.46 \text{ кг}/\text{м}^3$, а при температурі стінки $T_{w2} = 57.6^\circ\text{C}$ - $\text{Pr}_{w2} = 3.08$.

З рівняння нерозривності (2.12) знаходимо середню швидкість течії холодного теплоносія:

$$w_2 = \frac{G_2}{p_2 f_2} = \frac{G_2}{p_2 \times n_2 \times s \times b} = \frac{15}{999.46 \times 19 \times 0.02 \times 0.4} = 0.0987 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \times d_{\text{зкв}}}{\nu_2} = \frac{0.0987 \times 0.038}{1.258 \times 10^{-6}} = 2982.$$

Так як критерій Рейнольдса лежить в інтервалі $2300 < \text{Re}_2 < 10^4$ - режим течії перехідний.

За таблицею 1.1 при $\text{Re}_2 = 2982$ знайдемо $K_0 = 7.41$.

За критеріальною формулою (2.48) для перехідного режиму течії отримаємо:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= K_0 \times \text{Pr}_2^{0.43} \times \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{w2}} \right)^{0.25} = \\ &= 7.41 \times 9.12^{0.43} \times \left(\frac{9.12}{3.08} \right)^{0.25} = 25.15. \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_2 за формулою (2.31):

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \times \lambda_2}{d_{\text{зкв}}} = \frac{25.15 \times 0.578}{0.038} = 382.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

- Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі k .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{544.5} + \frac{0.003}{51.6} + \frac{1}{382.5}} = 221.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Уточнюємо температури стінок T_{w1} і T_{w2} .

$$q = k (T_1 - T_2) = 221.8 \times (87.61 - 11.6) = 16857 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = \frac{(T_1 - q)}{a_1} = \frac{(87.61 - 16857)}{544.5} = 56.7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{w2} = \frac{(T_2 - q)}{a_2} = \frac{(11.6 - 16857)}{382.5} = 55.7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_1 = \frac{|58.6 - 56.7|}{56.7} \times 100\% = 3.4 \text{ } \%$$

$$\Delta_2 = \frac{|57.6 - 55.7|}{55.7} \times 100\% = 3.4 \text{ } \%$$

Так як розбіжність менше 5 %, то розрахунок закінчуємо. Остаточню приймаємо $k = 221,8 \text{ Вт / (м}^2\text{К)}$.

3. Визначаємо температури гарячої та холодної води на виході з теплообмінника T_1'' та T_2'' .

За таблицею 1.74 [1] при середній температурі теплоносіїв $T_1 = 87.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $T_2 = 11.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ визначаємо питому масову теплоємність $c_{p1} = 4,205 \text{ кДж / (кгК)}$, $c_{p2} = 4,190 \text{ кДж / (кгК)}$.

Водяні еквіваленти гарячого і холодного теплоносіїв знайдемо за формулами:

$$W_1 = G_1 \times c_{p1} = 10 \times 4205 = 42050 \text{ Вт/м}^2.$$

$$W_2 = G_2 \times c_{p2} = 15 \times 4191 = 62850 \text{ Вт/м}^2.$$

Безрозмірний коефіцієнт теплопередачі (NTU) дорівнює:

$$N = \frac{k \times F}{W_{\min}} = \frac{221.8 \times 12.2}{42050} = 0.0644.$$

Ефективність теплообмінного апарату для противотоку знайдемо за формулою (4.5):

$$E_{\text{противоток}} = \frac{1 - e^{-N \times \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \times e^{-N \times \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} =$$

$$= \frac{1 - e^{-0.0644 \times \left(1 + \frac{42050}{62850}\right)}}{1 - \frac{42050}{62850} \times e^{-0.0644 \times \left(1 + \frac{42050}{62850}\right)}} = 0.0611.$$

Так як, $W_1 = W_{\min}$, то температури T_1'' та T_2'' розраховуємо за формулами (4.6) і (4.7):

$$T_1'' = T_1' - E \times (T_1' - T_2') = 90 - 0.0611 \times (90 - 10) = 85.1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \times (T_1' - T_2') = 10 + \frac{42050}{62850} 0.0611 \times (90 - 10) = 13.3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температур становить:

$$\Delta_1 = \frac{|85.2 - 85.1|}{85.1} \times 100\% = 0.12 \text{ } \%$$

$$\Delta_2 = \frac{|13.2 - 13.3|}{13.3} \times 100\% = 0.75 \text{ } \%$$

Так як розбіжність менше 5 %, то розрахунок закінчуємо з результатом $T_1'' = 85,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ та $T_2'' = 13,3^{\circ}\text{C}$.

6.4 Приклад орієнтовного розрахунку парового підігрівача толуолу

Масова витрата толуолу $G_m = 5 \text{ кг/с}$; початкова температура толуолу $t_m^H = 20^{\circ}\text{C}$; кінцева температура толуолу $t_m^K = 70^{\circ}\text{C}$; тиск технологічної водяної пари $P_{\text{изб}} = 1 \text{ кгс/см}^2$; тип теплообмінника - кожухотрубний.

Визначення середньої різниці температур в теплообміннику і середньої температури толуолу

Абсолютний тиск пари рівний:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}} = 1 + 1 = 2 \text{ кгс/см}^2$$

Цьому тиску відповідає температура конденсації $t_{\text{конд}} = 119.6^{\circ}\text{C}$ [10], середню різницю температур визначають як:

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{конд}} - t_m^H = 119.6 - 20 = 99.6$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{конд}} - t_m^K = 119.6 - 70 = 49.6$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{99.6 - 49.6}{\ln \frac{99.6}{49.6}} = 71.8$$

де $\Delta t_{\text{б}}$ - велика різниця температур;

$\Delta t_{\text{м}}$ - менша різниця температур;

$\Delta t_{\text{ср}}$ - середня різниця температур.

Середню температуру толуолу розраховують як:

$$t_{\text{ср}}^{\text{м}} = t_{\text{конд}} - \Delta t_{\text{ср}} = 119.6 - 71.8 = 47.8^{\circ}\text{C}.$$

Визначення кількості тепла передаваного в підігрівачі від пари, що конденсується, до толуолу

Теплоємність толуолу знаходять при його середній температурі $c_m = 1787$ Дж / кг·К [10].

Кількість передаваного тепла розраховують як:

$$Q = G_m c_m (t_m^{\text{Н}} - t_m^{\text{К}}) = 5 \cdot 1787 \cdot (70 - 20) = 469200 \text{ Вт}$$

де - Q кількість передаваного тепла, Вт.

Визначення масової витрати технологічної пари, необхідної для нагрівання толуолу

Питома теплота паротворення технологічної пари при $P_{\text{абс}} = 2 \text{ кгс / см}^2$ дорівнює $r = 2208 \times 10^3$ Дж/кг [10].

Витрата пари знаходиться наступним чином:

$$G_{\text{пара}} = \frac{Q}{r} = \frac{469200}{2208 \cdot 10^3} = 0.215 \text{ кг/с}$$

де $G_{\text{пара}}$ - витрата пари, кг / с.

Визначення орієнтовної площі поверхні теплообміну

Оцінку площі поверхні теплообміну виконують з використанням наближеного значення коефіцієнта теплопередачі за практичними даними [10]. Для парового підігрівача бензолу прийmemo $K_{\text{орієнт}} = 300 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

Орієнтовна площа поверхні теплообміну розраховують як:

$$F_{\text{орієнт}} = \frac{Q}{K_{\text{орієнт}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{469200}{300 \cdot 71.8} = 21.78 \text{ м}^2$$

де $F_{\text{орієнт}}$ - орієнтовна площа поверхні теплообміну м^2 .

По каталогу вибирають теплообмінник заданого типа із запасом порядку 15 %.

6.5 Приклад розрахунку водяного холодильника розчину ацетону в етанолі

Масова витрата розчину $G_p = 0.75 \text{ кг/с}$; масова доля ацетону в розчині $\overline{x}_{\text{ац}} = 0.1 \text{ кг ацетону / кг розчину}$; мольна частка ацетону в розчині початкова температура розчину $x_{\text{ац}} = 0.081 \text{ кмоль ацетону / кмоль розчину}$; кінцева температура розчину $t_p^H = 73.2^\circ\text{C}$, початкова температура води $t_p^K = 35^\circ\text{C}$, кінцева температура води $t_6^H = 15^\circ\text{C}$, режим перебігу теплоносіїв турбулентний.

Орієнтовний розрахунок і попередній вибір теплообмінника

Визначення середньої різниці температур в теплообміннику і середніх температур розчину і води

Вибираємо протиточний напрям перебігу теплоносіїв, при цьому:

$$\Delta t_6 = 73.2 - 30 = 43.2$$

$$\Delta t_m = 35 - 15 = 20$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{43.2 - 20}{\ln \frac{43.2}{20}} = 30.16$$

де Δt_6 - велика різниця температур;

Δt_m - менша різниця температур;

Δt_{cp} - середня різниця температур.

Температура води міняється на менше число градусів, отже, її середню температуру визначають як середнє арифметичне:

$$t_{\text{в}}^{\text{cp}} = \frac{t_{\text{в}}^H + t_{\text{в}}^K}{2} = \frac{15 + 30}{2} = 22.5^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{в}}^{\text{cp}}$ - середня температура води.

Середню температуру розчину розраховують як:

$$t_{\text{с}}^p = \Delta t_{\text{cp}} + t_{\text{в}}^{\text{cp}} = 30.16 + 22.5 = 52.66^\circ\text{C}$$

Визначення кількості тепла передаваного в холодильник від розчину до води

Теплоємність розчину знаходять при його середній температурі [10]:

$$c_p = \overline{x}_{\text{ац}} c_{\text{ац}} + (1 - \overline{x}_{\text{ац}}) c_{\text{ет}} = 0.1 \times 2260 + (1 - 0.1) \times 2870 = 2810 \text{ Дж / кг К}$$

де c_p - теплоємність розчину, Дж / кг К ;

$c_{\text{ац}} = 2260$ Дж/ кг К - теплоємність ацетону при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^{\text{P}} = 52.66$ °C) [10];

$c_{\text{эт}} = 2870$ Дж/ кг К - теплоємність етанолу при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^{\text{P}} = 52.66$ °C) [10].

Кількість передаваного тепла розраховують як:

$$Q = G_p c_p (t_p^{\text{H}} - t_p^{\text{K}}) = 0.75 \times 2810 \times (73.2 - 35) = 80500 \text{ Вт}$$

де Q - кількість передаваного тепла, Вт.

Визначення масової витрати води, необхідного для охолодження розчину

Теплоємність води $c_{\text{в}} = 4190$ Дж/ кг К при її середній температурі ($t_{\text{в}}^{\text{ср}} = 22.5$ °C) [10].

Витрата води знаходиться таким чином:

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{c_{\text{в}} (t_p^{\text{K}} - t_p^{\text{H}})} = \frac{80500}{4190 \times (30 - 15)} = 1.28 \text{ кг/с}$$

де $G_{\text{в}}$ - витрата води, кг / с.

Визначення орієнтовної площі поверхні теплообміну і площ прохідних перетинів

Оцінку площі поверхні теплообміну виконують з використанням наближеного значення коефіцієнта теплопередачі за практичними даними [10]. Для водяного холодильника прийmemo $K_{\text{орієнт}} = 500$ Вт/ м² К . Орієнтовно площу поверхні теплообміну розраховують як:

$$K_{\text{орієнт}} = \frac{Q}{F_{\text{орієнт}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{80500}{500 \times 30.16} = 5.34 \text{ м}^2$$

де $F_{\text{орієнт}}$ - орієнтовна площа поверхні теплообміну, м² .

Оцінку площ прохідних перетинів виконуємо по швидкостях, що рекомендуються, перебіг мало в'язких рідин, прийmemo швидкість для розчину $W_p = 0.8$ м/ с, для води $W_{\text{в}} = 0.8$ м/ с.

Щільність розчину знаходять при його середній температурі [10], як:

$$\rho_p = \frac{1}{\frac{x_{\text{ац}}}{\rho_{\text{ац}}} + \frac{1 - x_{\text{ац}}}{\rho_{\text{эт}}}} = \frac{1}{\frac{0.1}{754} + \frac{(1 - 0.1)}{756}} = 755.8 \text{ кг/м}^3$$

де ρ_p - щільність розчину кг/ м³

$\rho_{\text{ац}} = 754$ кг/ м³ - щільність ацетону при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^p = 52.66$ С) [10];

$\rho_{\text{ет}} = 756$ кг/ м³ - щільність етанолу при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^p = 52.66$ С) [10].

Прохідний перетин для розчину знаходять як:

$$S_p = \frac{G_p}{w_p \rho_p} = \frac{0.75}{0.8 \times 755.8} = 1.24 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

де S_p - площа прохідного перетину для розчину, м².

Щільність води $\rho_{\text{в}} = 1000$ кг/м³ при її середній температурі ($t_{\text{в}}^{\text{ср}} = 22.5$ С) [10].
Прохідний перетин для води розраховують як:

$$S_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{w_{\text{в}} \rho_{\text{в}}} = \frac{1.28}{0.8 \times 1000} = 1.6 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

де $S_{\text{в}}$ - площа прохідного перетину для води, м².

Вибір типа теплообмінника. Перевірка режимів перебігу теплоносіїв

По знайдених: орієнтовній площі поверхні теплообмінника ($F_{\text{орієнт}} = 5.34 \text{ м}^2$) і прохідним перетинам для розчину і води ($S_p = 1.24 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ і $S_{\text{в}} = 1.6 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ вибираємо теплообмінник «труба в трубі» з наступними параметрами: діаметр теплообмінної труби 48×4 мм, діаметр кожушаної труби 76×4 мм, площа прохідного перетину усередині теплообмінної труби $12.6 \times 10^{-4} \text{ м}^2$, площа прохідного перетину кільцевого простору $18.2 \times 10^{-4} \text{ м}^2$, матеріал - сталь.

Воду направляємо в теплообмінну трубу, розчин в кільцевий простір.

Швидкість води визначають як:

$$w_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{S_{\text{в}} \rho_{\text{в}}} = \frac{1.28}{12.6 \times 10^{-4} \times 1000} = 1.016 \text{ м/с}$$

де $S_{\text{в}} = 12.6 \times 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа прохідного перетину для води.

Швидкість розчину розраховують аналогічно:

$$w_p = \frac{G_p}{S_p \rho_p} = \frac{0.75}{18.2 \times 10^{-4} \times 755.8} = 0.545 \text{ м/с}$$

де $S_p = 18.2 \times 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа прохідного перетину для розчину.

Отримані швидкості не виходять за допустимі межі.

Для оцінки режимів перебігу води і розчину необхідно визначити коефіцієнти динамічної в'язкості.

Коефіцієнт динамічної в'язкості розчину може бути знайдений по наступній формулі [10]:

$$\log \mu_p = x_{\text{ac}} \log \mu_{\text{ac}} + (1 - x_{\text{ac}}) \log \mu_{\text{et}} = 0.081 \times \lg(2.4 \times 10^{-4}) + (1 - 0.081) \times \lg(6.6 \times 10^{-4})$$

$$\mu_p = 6.08 \times 10^{-4} \text{ Па с}$$

де μ_p - коефіцієнт динамічної в'язкості розчину, Па с;

$\mu_{\text{ac}} = 2.4 \cdot 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості ацетону при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^p = 52.66^\circ\text{C}$) [10];

$\mu_{\text{et}} = 6.6 \cdot 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості етанолу при середній температурі розчину ($t_{\text{ср}}^p = 52.66^\circ\text{C}$) [10].

Коефіцієнт динамічної в'язкості води $\mu_v = 9.9 \cdot 10^{-4}$ Па С при її середній температурі ($t_v^{\text{ср}} = 22.5^\circ\text{C}$) [10].

Критерій Рейнольдса для розчину в кільцевому просторі:

$$Re_p = \frac{w_p \rho_p d_{\text{з}}^{\text{кільця}}}{\mu_p} = \frac{0.545 \times 755.8 \times (0.076 - 2 \times 0.004 - 0.048)}{6.08 \times 10^{-4}} = 13530$$

де Re_p - критерій Рейнольдса для розчину;

$d_{\text{з}}^{\text{кільця}} = 0.076 - 2 \times 0.004 - 0.048$ - еквівалентний діаметр кільцевого перерізу [10], м.

Критерій Рейнольдса для води у внутрішній трубі:

$$Re_p = \frac{w_v \rho_v d_{\text{з}}^{\text{вн}}}{\mu_v} = \frac{1.016 \times 1000 \times (0.048 - 2 \times 0.004)}{9.9 \times 10^{-4}} = 41050$$

Розраховані значення критеріїв Рейнольдса для розчину і для води більше 10000, отже, режим перебігу теплоносіїв у вибраному теплообміннику – турбулентний (відповідає завданню).

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі методом послідовних наближень (ітерацій)

Коефіцієнти тепловіддачі для розчину і води визначають з критеріальної залежності, отриманої для тепловіддачі в прямих трубах і каналах при турбулентному перебігу теплоносіїв [10].

$$Nu = 0.21 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{cm}}} \right)^{0.25}$$

де $Nu = \frac{\alpha d_3}{\lambda}$ - критерій Нуссельта;

α - шуканий коефіцієнт тепловіддачі, Вт/ м² К ;

λ - коефіцієнт теплопровідності, визначуваний при середній температурі теплоносія;

$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$ - критерій Прандтля, для якого параметри теплоносія знаходять при середній температурі теплоносія;

$Pr_{ст} = \frac{c_{ст}\mu_{ст}}{\lambda_{ст}}$ - критерій Прандтля, для якого параметри теплоносія визначають при температурі стінки

Теплопровідність розчину при середній температурі визначають як

$$\begin{aligned}\lambda_p &= \lambda_{ac} \overline{x_{ac}} + \lambda_{et} (1 - \overline{x_{ac}}) - 0.72(\lambda_{et} - \lambda_{ac}) \overline{x_{ac}} (1 - \overline{x_{ac}}) = \\ &= 0.154 \times 0.1 + 0.156 \times (1 - 0.1) - 0.72 \times (0.156 - 0.154) 0.1 (1 - 0.1) \\ &= 0.155 \text{ Вт/м К}\end{aligned}$$

де λ_p - теплопровідність розчину Вт/м К;

$\lambda_{ac} = 0.154$ Вт/м К - теплопровідність ацетону при середній температурі розчину ($t_{ср}^p = 52.66$ °С) [10];

$\lambda_{et} = 0.156$ Вт/ м К - теплопровідність етанолу при середній температурі розчину ($t_{ср}^p = 52.66$ °С) [10].

Знаючи теплопровідність, в'язкість і теплоємність при середній температурі, можна визначити критерій Прандтля для розчину.

$$Pr_p = \frac{c_p \mu_p}{\lambda_p} = \frac{2810 \times 6.08 \cdot 10^{-4}}{0.155} = 11.02$$

де Pr_p - критерій Прандтля для розчину.

Аналогічно розраховують критерій Прандтля для середній температурі води:

$$Pr_w = \frac{c_w \mu_w}{\lambda_w} = \frac{4190 \times 0.99 \cdot 10^{-3}}{0.605} = 6.86$$

де Pr_w - критерій Прандтля для води;

$\lambda_w = 0.605$ Вт/м К - - теплопровідність води при середній температурі ($t_{ср}^w = 22.5$ °С) [10].

Як було показано вище, завдання визначення коефіцієнта тепловіддачі вирішується методом послідовних наближень. Для цього співвідношення (29) наводять до вигляду:

$$a = A \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

Для розчину коефіцієнт A_ρ буде дорівнювати :

$$A_\rho = 0.021 Re_\rho^{0.8} Pr_\rho^{0.43} \frac{\lambda_\rho}{d_3^{кільця}} = 0.021 \times 13530^{0.8} \times 11.02^{0.43} \times \frac{0.155}{(0.076 - 2 \times 0.004 - 0.048)} = 922 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Для води коефіцієнт $A_\text{в}$ буде дорівнювати:

$$A_\text{в} = 0.021 Re_\text{в}^{0.8} Pr_\text{в}^{0.43} \frac{\lambda_\text{в}}{d_3^{\text{вн}}} = 0.021 \times 41050^{0.8} \times 6.86^{0.43} \times \frac{0.605}{0.04} = 3.556 \times 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

Далі по довідкових даних [10] знаходять термічні опори забруднень $r_{\text{загр } \rho}$ і $r_{\text{загр в}}$, обчислюють термічний опір розділяючих теплоносії стінки [10] і сумарний опір $\sum r_{\text{ст}}$:

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр } \rho} + r_{\text{загр в}} + \frac{\delta}{\lambda_m} = \frac{1}{5800} + \frac{1}{2800} + \frac{4 \times 10^{-3}}{46.5} = 6.16 \times 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$$

де $r_{\text{загр } \rho} = \frac{1}{5800} \text{ м}^2\text{К/Вт}$ - термічний опір стінки з боку розчину;

$r_{\text{загр в}} = \frac{1}{2800} \text{ м}^2\text{К/Вт}$ - термічний опір стінки з боку води;

$\delta = 4 \times 10^{-4} \text{ м}$ - товщина стінки теплообмінної труби;

$\lambda_m = 46.5 \text{ Вт/м К}$ - теплопровідність сталі.

У першому наближенні температуру стінки з боку розчину можна прийняти $t_{\text{ст } \rho} = 38^\circ\text{C}$, з боку води $t_{\text{ст в}} = 2438^\circ\text{C}$. Потім знаходять в'язкість, теплоємність і теплопровідність для розчину і води при температурах стінки.

$$\begin{aligned} \log \mu_{\text{ст } \rho} &= x_{\text{ац}} \log \mu_{\text{ст ац}} + (1 - x_{\text{ац}}) \log \mu_{\text{ст эт}} = 0.081 \times \lg(2.7 \times 10^{-4}) + \\ &+ (1 - 0.081) \times \lg(8.5 \times 10^{-4}) \\ \mu_{\text{ст } \rho} &= 7.7 \times 10^{-4} \text{ Па с} \end{aligned}$$

де $\mu_{\text{ст } \rho}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості розчину при температурі стінки з боку розчину, Па с;

$\mu_{\text{ст ац}} = 2.7 \times 10^{-4} \text{ Па С}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості ацетону при температурі стінки з боку розчину ($t_{\text{ст } \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10];

$\mu_{ст\ эт} = 8.5 \times 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості етанолу при температурі стінки з боку розчину ($t_{ст\ \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10];

$$C_{ст\ \rho} = \overline{x_{ац}} C_{ст\ ац} + (1 - \overline{x_{ац}}) C_{ст\ эт} = 0.1 \times 2216 + (1 - 0.1) \times 2604 = 2565 \text{ Дж / кг К}$$

$C_{ст\ \rho}$ – теплоємність розчину, Дж/ кг К ;

$C_{ст\ ац} = 2216$ Дж/ кг К - теплоємність ацетону при температурі стінки з боку розчину ($t_{ст\ \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10];

$C_{ст\ эт} = 2604$ Дж/ кг К - теплоємність етанолу при температурі стінки з боку розчину ($t_{ст\ \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10].

$$\lambda_{ст\ \rho} = \lambda_{ст\ ац} \overline{x_{ац}} + \lambda_{ст\ эт} (1 - \overline{x_{ац}}) - 0.72 (\lambda_{ст\ эт} - \lambda_{ст\ ац}) \overline{x_{ац}} (1 - \overline{x_{ац}}) = 0.158 \times 0.1 + 0.160 (1 - 0.1) - 0.72 \times (0.160 - 0.158) 0.1 (1 - 0.1) = 0.159 \text{ Вт/м К}$$

де $\lambda_{ст\ \rho}$ - теплопровідність розчину Вт/ м К ;

$\lambda_{ст\ ац} = 0.158$ Вт/ м К - теплопровідність ацетону при температурі стінки із боку розчину ($t_{ст\ \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10];

$\lambda_{ст\ эт} = 0.160$ Вт/ м К - теплопровідність етанолу при температурі стінки із боку розчину ($t_{ст\ \rho} = 38^\circ\text{C}$) [10].

Далі визначають критерії Прандтля при температурах стінок для розчину та води.

$$Pr_{ст\ \rho} = \frac{C_{ст\ \rho} \mu_{ст\ \rho}}{\lambda_{ст\ \rho}} = \frac{2565 \times 7.7 \times 10^{-4}}{0.159} = 12.42$$

де $Pr_{ст\ \rho}$ - критерій Прандтля для розчину при температурі стінки.

$$Pr_{ст\ в} = \frac{C_{ст\ в} \mu_{ст\ в}}{\lambda_{ст\ в}} = \frac{4185 \times 9.22 \times 10^{-4}}{0.608} = 6.4$$

де $Pr_{ст\ в}$ - критерій Прандтля для води при температурі стінки;

$C_{ст\ в} = 4185$ Дж/ кг К - теплоємність води при температурі стінки ($t_{ст\ в} = 24^\circ\text{C}$) [10];

$\mu_{ст\ в} = 9.22 \times 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості води при температурі стінки ($t_{ст\ в} = 24^\circ\text{C}$) [10].

$\lambda_{ст\ в} = 0.608$ Вт/ м К - теплопровідність води при температурі стінки ($t_{ст\ в} = 24^\circ\text{C}$) [10].

По формулах визначають коефіцієнти тепловіддачі для розчину і води.

$$\alpha_{\rho} = A_{\rho} \left(\frac{Pr_{\rho}}{Pr_{cm \rho}} \right)^{0.25} = 922 \times \left(\frac{11.02}{12.42} \right)^{0.25} = 894.84 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де α_{ρ} - коефіцієнт тепловіддачі розчину, Вт/ м² К.

$$\alpha_{\text{в}} = A_{\text{в}} \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{cm \text{ в}}} \right)^{0.25} = 3.556 \times 10^3 \times \left(\frac{6.86}{6.4} \right)^{0.25} = 3.618 \times 10^3 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де $\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі води, Вт/м² К .

Потім визначають коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\rho}} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} = \frac{1}{\frac{1}{894.84} + 6.16 \times 10^{-4} + \frac{1}{3.618 \times 10^3}} = 497.5 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де К - коефіцієнт теплопередачі Вт / м² К.

Далі знаходять поверхневі щільності теплових потоків:

$$q_{\rho} = \alpha_{\rho} (t_{cp}^{\rho} - t_{cm \rho}) = 894.84 \times (52.66 - 35) = 1.58 \times 10^4 \text{ Вт/ м}^2$$

де q_{ρ} - поверхнева щільність теплового потоку від стінки до води, Вт/ м².

$$q = K (t_{cp}^{\rho} - t_{cp}^{\text{в}}) = 497.5 \times (52.66 - 22.5) = 1.5 \times 10^4 \text{ Вт/ м}^2$$

Визначаємо розбіжність щільності теплових потоків:

$$\varepsilon = \frac{\max(q_{\rho}, q_{\text{в}}, q) - \min(q_{\rho}, q_{\text{в}}, q)}{q} = \frac{1.58 \times 10^4 - 1.266 \times 10^4}{1.5 \times 10^4} = 0.209 = 20.9\%$$

Розбіжність теплових потоків більше 5 % і необхідно виконувати розрахунок в другому наближенні, для цього визначають температури стінки по рівняннях:

$$t_{cm \rho} = t_{cp}^{\rho} - \frac{q}{\alpha_{\rho}} = 52.66 - \frac{1.5 \times 10^4}{894.84} = 35.9^{\circ}\text{C}$$

$$t_{cm \text{ в}} = t_{cp}^{\text{в}} - \frac{q}{\alpha_{\text{в}}} = 22.5 + \frac{1.5 \times 10^4}{3.618 \times 10^3} = 26.6^{\circ}\text{C}$$

У другому наближенні температура стінки з боку розчину $t_{cm \rho}=35.9^{\circ}\text{C}$, з боку води $t_{cm \text{ в}}=26.6^{\circ}\text{C}$. Далі повторюють розрахунок, знаходять в'язкість, теплоємність і теплопровідність для розчину і води при температурах стінки

$$\log \mu_{cm \rho} = x_{ac} \log \mu_{cm ac} + (1 - x_{ac}) \log \mu_{cm et} = 0.081 \times \lg(2.8 \times 10^{-4}) + \\ + (1 - 0.081) \times \lg(8.9 \times 10^{-4}) \\ \mu_{cm \rho} = 8.1 \times 10^{-4} \text{ Па с}$$

де $\mu_{cm \rho}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості розчину при температурі стінки з боку розчину, Па с;

$\mu_{cm ac} = 2.8 \times 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості ацетону при температурі стінки з боку розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10];

$\mu_{cm et} = 8.9 \times 10^{-4}$ Па С - коефіцієнт динамічної в'язкості етанолу при температурі стінки з боку розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10].

$$c_{cm \rho} = \overline{x_{ac}} c_{cm ac} + (1 - \overline{x_{ac}}) c_{cm et} = 0.1 \times 2208 + \\ + (1 - 0.1) \times 2550 = 2516 \text{ Дж / кг К}$$

де $c_{cm \rho}$ - теплоємність розчину, Дж/ кг К ;

$c_{cm ac} = 2208$ Дж/ кг К - теплоємність ацетону при температурі стінки з боку розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10];

$c_{cm et} = 2550$ Дж/ кг К - теплоємність етанолу при температурі стінки з боку розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10];

$$\lambda_{cm \rho} = \lambda_{cm ac} \overline{x_{ac}} + \lambda_{cm et} (1 - \overline{x_{ac}}) - 0.72 (\lambda_{cm et} - \lambda_{cm ac}) \overline{x_{ac}} (1 - \overline{x_{ac}}) = \\ = 0.160 \times 0.1 + 0.162 (1 - 0.1) - 0.72 \times (0.162 - 0.160) 0.1 (1 - 0.1) = 0.161 \text{ Вт/м К}$$

де $\lambda_{cm \rho}$ - теплопровідність розчину Вт/ м К ;

$\lambda_{cm ac} = 0.160$ Вт/ м К - теплопровідність ацетону при температурі стінки із сторони розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10];

$\lambda_{cm et} = 0.162$ Вт/ м К - теплопровідність етанолу при температурі стінки із сторони розчину ($t_{cm \rho} = 35.9^\circ\text{C}$) [10];

Далі визначають критерії Прандтля при температурах стінок для розчину і води.

$$Pr_{cm \rho} = \frac{c_{cm \rho} \mu_{cm \rho}}{\lambda_{cm \rho}} = \frac{2565 \times 8.1 \times 10^{-4}}{0.161} = 12.65$$

$Pr_{cm \rho}$ - критерій Прандтля для розчину при температурі стінки.

$$Pr_{cm v} = \frac{c_{cm v} \mu_{cm v}}{\lambda_{cm v}} = \frac{4185 \times 9.02 \times 10^{-4}}{0.609} = 6.2$$

де $Pr_{cm v}$ - критерій Прандтля для води при температурі стінки;

$c_{cm \text{ в}} = 4185 \text{ Дж/ кг К}$ - теплоємність води при температурі стінки ($t_{cm \text{ в}} = 26.6^\circ\text{C}$) [10];

$\mu_{cm \text{ в}} = 9.02 \times 10^{-4} \text{ Па С}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості води при температурі стінки ($t_{cm \text{ в}} = 26.6^\circ\text{C}$) [10].

$\lambda_{cm \text{ в}} = 0.605 \text{ Вт/ м К}$ - теплопровідність води при температурі стінки ($t_{cm \text{ в}} = 26.6^\circ\text{C}$) [10].

По формулах визначають коефіцієнти тепловіддачі для розчину і вод.

$$a_{\rho} = A_{\rho} \left(\frac{Pr_{\rho}}{Pr_{cm \rho}} \right)^{0.25} = 922 \times \left(\frac{11.02}{12.65} \right)^{0.25} = 890.75 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де a_{ρ} - коефіцієнт тепловіддачі розчину, Вт/ м² К.

$$a_{\text{в}} = A_{\text{в}} \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{cm \text{ в}}} \right)^{0.25} = 3.556 \times 10^3 \times \left(\frac{6.86}{6.2} \right)^{0.25} = 3.647 \times 10^3 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де $a_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі води, Вт/м² К .

Потім визначають коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_{\rho}} + \sum r_{cm} + \frac{1}{a_{\text{в}}}} = \frac{1}{\frac{1}{890.75} + 6.16 \times 10^{-4} + \frac{1}{3.647 \times 10^3}} = 496.8 \text{ Вт/ м}^2 \text{ К}$$

де K - коефіцієнт теплопередачі Вт / м² К.

Далі знаходять поверхневі щільності теплових потоків:

$$q_{\rho} = \alpha_{\rho} (t_{cp}^{\rho} - t_{cm \rho}) = 890.75 \times (52.66 - 35.9) = 1.493 \times 10^4 \text{ Вт/ м}^2$$

де q_{ρ} - поверхнева щільність теплового потоку від стінки до води, Вт/ м².

$$q = K (t_{cp}^{\rho} - t_{cp}^{\text{в}}) = 496.8 \times (52.66 - 22.5) = 1.498 \times 10^4 \text{ Вт/ м}^2$$

де q - поверхнева щільність теплового потоку від розчину до води, Вт / м²

Визначаємо розбіжність щільності теплових потоків:

$$\varepsilon = \frac{\max(q_{\rho}, q_{\text{в}}, q) - \min(q_{\rho}, q_{\text{в}}, q)}{q} = \frac{1.498 \times 10^4 - 1.493 \times 10^4}{1.498 \times 10^4} = 0.0033 = 0.33\%$$

Розбіжність теплових потоків менше 5 %. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі закінчують і переходять до остаточного визначення площ поверхні теплообміну.

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}} = \frac{80500}{496.8 \times 30.16} = 53.7 \text{ м}^2$$

де F - площа поверхні теплообміну, м² . Далі по прийнятих прохідних перетинах і отриманій поверхні теплопередачі роблять остаточний вибір теплообмінника, при цьому запас за площею поверхні теплообміну має бути не менше 15 %.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основна література

1. Шевель, Є. В. (2022). Теплообмінні апарати та теплоносії.
2. Луняка, К. В., & Ключев, О. І. (2021). Визначення показників зміни масштабу при проектуванні теплообмінних апаратів.
3. Гогоренко, О. А., & Козленок, А. А. Переваги, обмеження та перспективи застосування теплообмінних апаратів із полімерних матеріалів.
4. Михайловський, Я. Е., Артюхов, А. Є., Юхименко, М. П., & Артюхова, Н. О. (2021). Теплові й масообмінні процеси та обладнання хімічних і нафтогазопереробних виробництв у системах "газ (пара)–рідина".
5. Алексахін, О. О., Ганжа, А. М., & Круглякова, О. В. (2023). Теплообмінні апарати в системах теплопостачання.
6. Кошельнік, О. В., & Жуков, О. В. (2024). Перспективні типи теплоакумуючих елементів.
7. Конспект лекцій з дисципліни «Тепломасообмін» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня зі спеціальності 144 «Теплоенергетика» / Укл. Соколовська І.Є. - Кам'янське, ДДТУ, 2021. - 114 с.
9. Конспект лекцій з дисципліни «Теплообмінні апарати» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Назаренко І.А., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М. Запоріжжя : НУЗП, 2023. 68 с.
<https://eir.zp.edu.ua/server/api/core/bitstreams/9a4dca78-87e1-4911-b5d0-3e005a21fe6d/content>
10. Конструювання і розрахунок кожухотрубних теплообмінників [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / Ігор Андреев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 5,1 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 140 с.
<https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/101ab87e-10f0-4e66-b2ce-b18fb90e72c9/content>
11. Степанюк, А. Р., & Новохат, О. А. (2022). Процеси та апарати хімічних виробництв. Практикум.
12. Горбенко, О. А., & Храмов, М. С. (2024). Процеси і апарати харчових виробництв.
13. Жученко, Л. К. (2023). Автоматизація процесів керування термічною обробкою вуглецевих матеріалів.
14. Смачелюк, С. В. (2022). Розробка системи автоматизації технологічного процесу теплової обробки молока.
15. Бунь, В. П., Баган, Т. Г., Степанець, О. В., & Маріяш, Ю. І. (2025). Автоматизація теплових процесів. Лабораторний практикум.

16. Цвіркун, Л. О., Цвиркун, Л. А., Омельченко, О. В., & Омельченко, А. В. (2023). Навчальний посібник «Процеси і апарати харчових виробництв», ступінь бакалавр.
17. Довгалюк, І. Р. (2024). Автоматизація процесу ректифікації спирту.
18. Іванов, Л. С. (2023). Конспект лекцій з дисципліни «Технічні засоби автоматизації»(Частина 1).
19. Даніелян, С. Ю. (2024). Система автоматизованого керування теплообмінними процесами.
20. Соловійов, В. М. (2022). Автоматизація процесу керування температурним режимом парового котла.
21. Кінзерський, А. (2024). Комп'ютерне моделювання процесів теплообміну в сучасних теплообмінних системах.
22. Шурчкова, Ю. О., Мерзлов, С. В., & Мерзлова, Г. В. (2023). Процеси і апарати харчових виробництв.
23. Кучер, В. А. (2021). Дослідження фізичних процесів у системах теплообміну та масопереносу.
24. Безвесільна, О. М., & Толочко, Т. О. (2024). Технічні засоби автоматизації. Конспект лекцій.
25. Малиш, В. С. (2021). Автоматизація процесу виробництва пари.
26. Хорольський, В. П., & Коренець, Ю. М. (2023). Автоматизація виробничих процесів харчових технологій: підручник./ВП Хорольський, ЮМ Коренець.—Кривий Ріг:[ДонНУЕТ], 2023.—557 с.
27. Старощук, Д. В. (2024). Система автоматизованого керування параметрами теплоносія теплового насосу (повітря-вода).
28. Іщенко, О. В. (2023). Особливості методики навчання автоматизації технологічних процесів майбутніх технологів. *ФАХОВЕ ВИДАННЯ затверджено наказом Міністерства освіти і науки України № 886, 112.*
29. Тарахтій, О. С., & Тарахтій, О. С. (2022). Методичні вказівки з дисципліни Автоматизація виробничих процесів (теоретична частина).
30. John, B. (2025). Automation of Heat Exchanger System Using DCS: Enhancing Efficiency and Control.
31. Chad, F. (2025). Automation of Heat Exchanger System Using DCS: Enhancing Efficiency and Control.
32. Naterer, G. F. (2021). *Advanced heat transfer*. CRc Press.
33. Thulukkanam, K. (2024). *Heat Exchangers: Classification, Selection, and Thermal Design*. CRC Press.
34. Sekulic, D. P., & Shah, R. K. (2023). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
35. Grote, K. H., & Hefazi, H. (Eds.). (2021). *Springer handbook of mechanical engineering*. Springer Nature.

36. Fellows, P. J. (2022). *Food processing technology: principles and practice*. Woodhead publishing.

37. Mullinger, P., & Jenkins, B. (2022). *Industrial and process furnaces: principles, design and operation*. Butterworth-Heinemann.

Додаткова література

1. Автоматизація типових технологічних процесів: технологічні об'єкти керування та схеми автоматизації [Текст] : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл., які навчаються за напрямом «Автоматизація і комп'ют.-інтегр. технології / М. В. Лукінюк. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 236 с.
<https://files.znu.edu.ua/files/Bibliobooks/Inshi78/0057584.pdf>

2. Конспект лекцій з дисципліни «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв та енерготехнологія» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня зі спеціальності 162 «Біотехнології та біоінженерія» за освітньо-професійною програмою «Біотехнології та біоінженерія» /Укладач: к. т. н., доцент кафедри ПБЗХ Анацький А.С., Кам'янське, ДДТУ, 2020 р. - 125 с.
<https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/5/8/5-8-kl9.pdf>

3. Ткаченко, С. Й., Чепурний, М. М., & Степанов, Д. В. (2005). Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання.

4. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів/ М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 129 с.
https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/Chepurniy_2006_130.pdf

5. Онищук О.О., Кормош Ж.О. Процеси та апарати хімічних виробництв: курс лекцій / Онищук Оксана Олександрівна, Жолт Олександрович Кормош. - Луцьк : Вежа-Друк, 2020 – 155 с.
https://evnuir.vnu.edu.ua/bitstream/123456789/19549/3/pa_kl.pdf

НОРМАТИВНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

1. ДСТУ EN 247:2003 Теплообмінники. Термінологія (EN 247:1997, IDT)

2. ДСТУ EN 1148:2022 Теплообмінники. Водо/водяні теплообмінники для централізованого теплопостачання. Методики випробувань визначення робочих характеристик (EN 1148:1998, IDT)

3. ДСТУ EN 308:2022 Теплообмінники. Методи випробувань для визначення робочих характеристик установок регенерації тепла повітря/повітря (EN 308:2022, IDT)

4. ГСТУ 3-17-204-2000 Теплообмінники труба у трубі розбірні малогабаритні. Конструкція та розміри

5. ДСТУ EN ISO 15547-1:2022 Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Пластинчасті теплообмінники. Частина 1. Пластинчаті теплообмінники (EN ISO 15547-1:2005, IDT; ISO 15547-1:2005, IDT)

6. ДСТУ EN 14705:2022 Теплообмінники. Метод вимірювання та оцінювання теплових характеристик мокрих градирень (EN 14705:2005, IDT)
7. ДСТУ EN 16583:2022 Теплообмінники. Гідравлічні кімнатні фанкойли. Визначення рівня звукової потужності (EN 16583:2015, IDT)
8. ДСТУ EN 1397:2022 Теплообмінники. Гідравлічні кімнатні фанкойли. Процедури випробувань для визначення ефективності (EN 1397:2021, IDT)
9. ДСТУ EN 328:2022 Теплообмінники. Повітроохолоджувачі блоків із примусовою конвекцією для охолодження. Процедури випробувань для визначення продуктивності (EN 328:2014, IDT)
10. ДСТУ EN 1048:2022 Теплообмінники. Охолоджувачі рідини з повітряним охолодженням (сухі охолоджувачі). Процедури випробувань для визначення продуктивності (EN 1048:2014, IDT)
11. ДСТУ EN 327:2022 Теплообмінники. Конденсатори холодоагенту з повітряним охолодженням із примусовою конвекцією. Процедури випробувань для визначення продуктивності (EN 327:2014, IDT)
12. ДСТУ EN 13487:2022 Теплообмінники. Конденсатори холодоагенту з повітряним охолодженням і сухі охолоджувачі з примусовою конвекцією. Вимірювання шуму (EN 13487:2019, IDT)
13. ДСТУ EN ISO 12212:2022 Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Шпилькові теплообмінники (EN ISO 12212:2012, IDT; ISO 12212:2012, IDT)
14. ДСТУ EN ISO 16812:2022 Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Кожухотрубні теплообмінники (EN ISO 16812:2019, IDT; ISO 16812:2019, IDT)
15. ДСТУ EN ISO 13706:2022 Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Теплообмінники з повітряним охолодженням (EN ISO 13706:2011, IDT; ISO 13706:2011, IDT)
16. ДСТУ EN 1118:2008 Теплообмінники. Охолоджувачі рідини, охолоджувані холодоагентом. Процедура випробування для встановлювання продуктивності (EN 1118:1998/A1:2002, IDT). Зміна № 1:2022
17. ДСТУ EN 1117:2008 Теплообмінники. Конденсатори холодоагенту з рідинним охолодженням. Процедури випробувань для визначення продуктивності (EN 1117:1998/A1:2002, IDT). Зміна № 1:2022
18. ДСТУ EN 1216:2019 Теплообмінники. Змійовики повітряного охолодження та повітряного нагрівання з примусовою циркуляцією. Процедури випробувань для визначення продуктивності (EN 1216:1998/A1:2002, IDT).
19. ДСТУ EN 307:2009 Теплообмінники. Настанова щодо складання інструкцій з установа, експлуатування та технічного обслуговування, необхідних для підтримання робочих характеристик кожного типу теплообмінника

20. ДСТУ EN 1216:2019 Теплообмінники. Змійовики повітряного опалення з примусовою циркуляцією. Методики випробування для встановлення робочих характеристик (EN 1216:1998, IDT)

21. ДСТУ EN 1117:2008 Теплообмінники. Конденсатори холодоагенту, охолоджувані рідиною. Методи випробування для встановлення робочих характеристик (EN 1117:1998, IDT)

22. ДСТУ EN 1118:2008 Теплообмінники. Охолоджувачі рідини, охолоджувані холодоагентом. Методи випробування для встановлювання робочих характеристик (EN 1118:1998, IDT)

23. ДСТУ EN 14863:2009. Покриви емалеві склоподібні та фарфорові. Метод випробування країв покривів емальованої сталеві пластини, призначених для використання в теплообмінниках (EN 14863:2005, IDT)

24. ДСТУ EN 308-2001 Теплообмінники. Методи випробування пристроїв регенерування теплоти повітря-повітря та повітря-відпрацьований газ для визначання експлуатаційних характеристик (EN 308:1997, IDT)

25. ДСТУ 3949-2000 Апарати теплообмінні пластинчасті розбірні. Параметри та основні розміри

ГЛОСАРІЙ

Джерело повітря

Тепло витягується з навколишнього зовнішнього повітря і передається на інший носій. Чим нижче температура даного джерела, тим нижче ефективність теплового насоса.

Тепловий насос типу «Повітря-Повітря»

Тепловий насос, де забір тепла здійснюється в повітряному середовищі та цільовим носієм є також повітря. Тепло витягується з навколишнього зовнішнього повітря і передається безпосередньо в повітря, яке циркулює в приміщенні. Воно нагрівається, отже, повітря знаходиться в прямому контакті з конденсатором і випарником. Як правило, більшість невеликих комерційних вбудованих систем є прямими системами «повітря-повітря».

Тепловий насос типу «Повітря-Вода»

Тепловий насос, в якому тепло витягується з навколишнього зовнішнього повітря і передається воді, яка в свою чергу, може використовуватися для нагріву (опалення) або в якості гарячої води для санітарних цілей. Цей тип системи використовує суміш прямої дії зовнішнього блоку в поєднанні з непрямою внутрішньої секцією.

Замкнутий контур

Внутрішній фреоновий контур теплового насосу, який складається з компресора, конденсатора, дросельного клапану та випарника. Фреон не контактує безпосередньо із первинним та вторинним контурами теплонасосної системи, тому цей контур називається замкнутим.

Коефіцієнт корисної дії (ККД)

ККД є вираженням виходу машини в режимі нагріву у вигляді частки від вхідної потужності (компресора і вентиляторів) і номінальної ємності, розділеної номіналом споживаної потужності. На практиці це виражається як єдиний показник, а іноді й у відсотках. Наприклад, система, яка оцінюється в нагріванні при 6.5kW, з номінальною потужністю 1,8 кВт в споживання матиме ККД 3,61 або 361%.

Компресор

Компресор часто згадується як серце теплонасосної системи стиснення. Він служить двом основним цілям. По-перше, для забезпечення циркуляції холодоагенту через внутрішній контур, як насос, а по-друге, для стиснення і підвищення тиску і температури пари холодоагенту так, щоб вона легко конденсувалася назад у рідину для відновлення процесу теплообміну.

Конденсатор

У системах охолодження конденсатор — це теплообмінник, в якому гарячий, стиснутий холодоагент конденсується в рідину і додатково охолоджується, а потім відновлює свій шлях в ланцюзі.

Цикл відтаювання

Коли тепловий насос працює при низьких температурах навколишнього середовища, випарник в зовнішньому блоці буде нижче точки замерзання і волога в повітрі може намерзати на його поверхню, утворюючи шар льоду. Це відбувається через наявність вологості на відкритому повітрі і є ненормальним явищем. Такий лід періодично видаляють з автоматичним циклом розморожування. Частота циклу розморожування контролюється автоматично за допомогою комбінації часу і температури (тиск холодоагенту).

Коефіцієнт енергоефективності (KE)

Описує ефективність теплового насоса в режимі охолодження. Проектна потужність ділиться на загальну номінальну потужність. На практиці це виражається як єдиний показник, а іноді й у відсотках. Наприклад, система, яка оцінюється в охолодженні при 6.5kW, з номінальною потужністю 1,8 кВт матиме споживання KE 3,61 або 361%.

Випарник

В холодильному циклі систем теплового насоса випарник це теплообмінник, де холодоагент випаровується, поглинаючи тепло з навколишнього повітря або води, тим самим знижуючи його температуру.

Геотермальна енергія

Геотермальна енергія (так звані «гарячі камені») виходить в результаті глибокого буріння в підходящих геологічних районах, де вулканічна активність може забезпечити тепло від ядра Землі. Це окрема технологія, тому не слід плутати її з геотермальними тепловими насосами.

Тепловий насос

Тепловий насос являє собою пристрій для передачі енергії у вигляді корисного тепла з одного місця в інше. Він не може зберігати, створювати або знищувати теплову енергію — він просто переміщує її. Є ряд методів, які використовують для подібної теплопередачі. Тепловий насос здатний трансформувати велику кількість низькопотенційного, низькотемпературного тепла. Деякі системи здатні працювати в зимових умовах навколишнього середовища, при температурах до -25°C .

Теплообмінник

Теплообмінник являє собою пристрій для передачі теплової енергії з одного середовища в інше. Він може приймати різні форми. Поширена в повсякденному використанні — батарея центрального опалення в квартирі, де гаряча вода циркулює по трубах і віддає своє тепло навколишньому повітрю.

Кіловат (кВт)

Одиниця системи СІ, яка використовується для визначення теплових характеристик теплових насосів, а також потужності, яку він споживає. Це кДж енергії в секунду (кДж / с).

Кіловат-година (кВт · год.)

Використовується в якості одиниці для продажу електричної енергії еквівалентно потужності, споживаної резистивної навантаженням +1000 Вт (1 кВт) протягом 1 години. Оскільки кВт є кДж /с, кВт еквівалентно 1 кДж / с протягом 1 години. Тому 1 кВт-год = 3600 кДж.

Холодоагент

Рідкий теплоносій, що міститься в холодильному контурі теплового насоса. Зазвичай це хімічна речовина в герметичному контурі, яка має низьку температуру кипіння. Холодоагент може бути одним з ряду штучних фтор вуглеводнів або вуглеводневих сполук (очищений пропан або ізобутан). В даний час використовуються холодоагенти, які мають нульовий потенціал руйнування озону. Всі роботи з холодоагентами повинні проводитися кваліфікованим і атестованими працівниками.

Холодильний цикл

Всі теплові насоси використовують холодильний цикл в деякому роді. Тепло витягується з джерела і модернізується для подальшого використання. Найбільш популярним методом є цикл стиснення пари.

Реверсивний цикл теплового насоса

Система зворотного циклу холодильної системи, яка може, за допомогою клапана, який змінює потік холодоагенту, змінити напрям роботи системи від нагрівання до охолодження. Цей процес може бути також використаний для полегшення розморожування.

Фанкойл, Фанкойл (англ. Fan coil)

Приймач охолодженого або нагрітого носія локального типу (води, незамерзаючої суміші). Fan — вентилятор (англ.), Coil — котушка (англ.).

Основне призначення фанкойлів — опалення або охолодження приміщень, улаштування теплових завіс.

Чиллер

Центральна холодильна машина в системі чиллер-фанкойл.

Система чиллер-фанкойл — централізована, багатозональна система кондиціонування повітря, в якій теплоносієм між центральною холодильною машиною (чиллером) і локальними теплообмінниками (вузлами охолодження повітря, фанкойлами) служить охолоджена рідина, що циркулює під відносно низьким тиском — звичайна вода (в тропічному кліматі) або водний розчин етиленгліколю (в помірному і холодному кліматі). Крім чилери (чилерів) і фанкойлів, до складу системи входить трубна розводка між ними, насосна станція (гідромодуль) і підсистема автоматичного регулювання.

ДОДАТОК А

ЗОБРАЖЕННЯ ТЕПЛОБІМНІКІВ

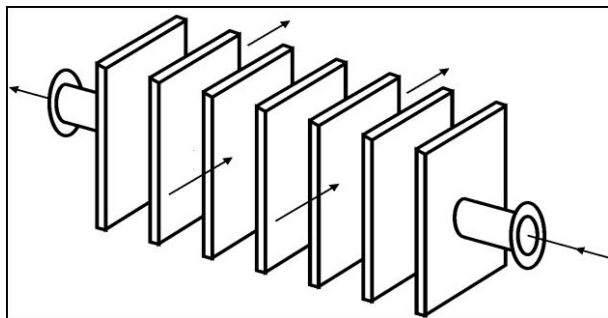


Рисунок А1 – Калорифер

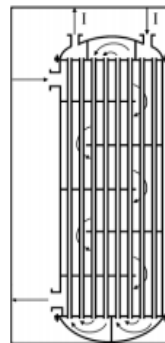


Рисунок А2 - Чотириходовий кожухотрубчатий теплообмінник з перегородками в трубному просторі

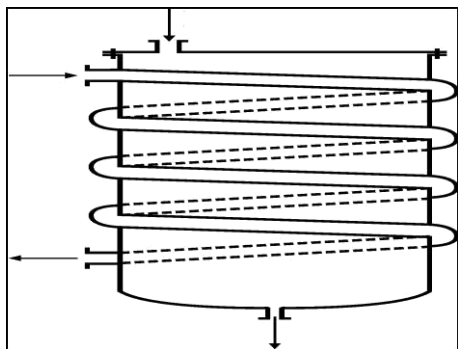


Рисунок А3 - Теплообмінник «труба в трубі»

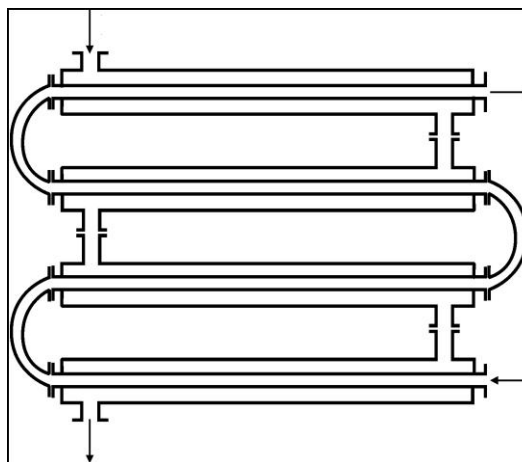


Рисунок А4 - Зрошувальний теплообмінник

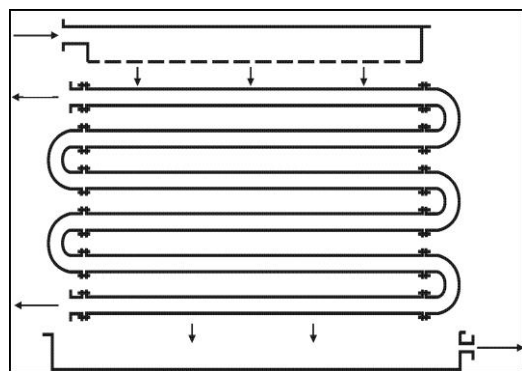


Рисунок А5 - Апарат із зовнішнім змійовиком

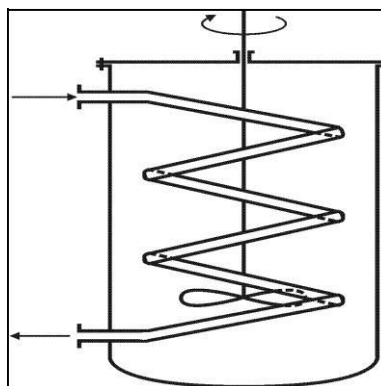


Рисунок А6 - Апарат з внутрішнім змійовиком

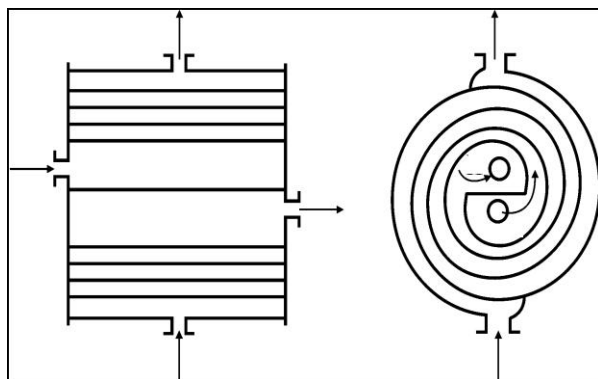


Рисунок А7 - Спиральний теплообмінник

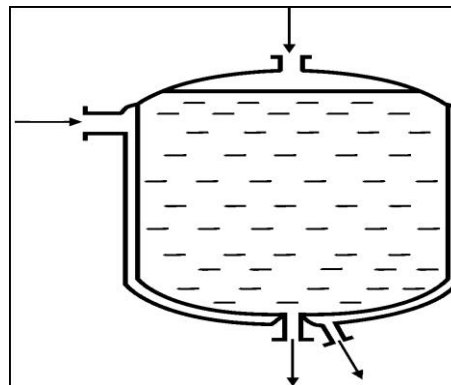


Рисунок А8 – Апарат з сорочкою

ДОДАТОК Б

ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Завдання 1

Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного підігрівача, в якому паром, що подається в між трубний простір, нагрівається вода від температури $T_2' = ^\circ\text{C}$. Пара має тиск $p_n =$ бар і ступінь сухості $x =$. Конденсат видаляється при температурі насичення. Конструктивні параметри теплообмінника: число ходів по воді $Z =$, число трубок в кожному ході $n_1 =$, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} =$ мм, зовнішній $d_{\text{нар}} =$ мм, довжина труб $l =$ м. Трубки виконані з нержавіючої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Швидкість води прийняти за вказівкою викладача з інтервалу $w_2 = 1 \div 3$ м / с. Визначити внутрішній діаметр корпусу D , витрати пари, що гріє G_1 та холодного теплоносія G_2 і температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	x	T_2' , $^\circ\text{C}$	Z	n_1	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	1	0,9	40	1	130	19	25	5
2	0,5	0,91	20	2	60	26	32	4,5
3	0,6	0,92	30	4	40	32	38	4
4	0,7	0,93	20	6	40	26	32	4,1
5	0,9	0,94	26	1	173	13	17	4,2
6	1,2	0,95	52	2	70	16	22	4,3
7	1,1	0,96	36	4	50	20	25	4,4
8	1,2	0,9	40	6	30	26	32	4,5
9	1,3	0,92	35	1	223	32	38	4,6
10	1,6	0,85	20	2	80	16	22	4,7
11	1,8	0,94	38	4	46	19	25	4,8
12	2	1	32	6	46	31	38	5

Завдання 2

Виконати тепловий розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора, призначеного для конденсації сухої насиченої водяної пари тиском $p_n =$ бар, що подається в між трубний простір апарату. В якості холодного теплоносія використовують воду з початковою температурою $T_2' =$ °C. Конденсат видаляють при температурі насичення. Конструктивні параметри теплообмінника: число ходів по воді $Z =$, число трубок в кожному ході $n =$, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} =$ мм, зовнішній $D_{\text{нар}} =$ мм, довжина труб $l =$ м.

Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Швидкість води прийняти з інтервалу $w_2 = 0,5 \div 3$ м / с (за вказівкою викладача). Визначити внутрішній діаметр корпусу D , витрати пари, що гріє G_1 і холодного теплоносія G_2 , температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °C	Z	n	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	0,2	10	1	93	16	22	2
2	0,4	20	2	160	19	25	2,2
3	0,3	12	4	200	26	32	2,4
4	0,5	22	4	160	32	38	2,6
5	0,6	14	1	130	16	22	2,8
6	0,6	24	2	80	19	25	3
7	0,5	16	4	240	26	32	3,2
8	0,7	18	2	80	32	38	3,4
9	0,4	20	1	173	16	22	3,6
10	0,8	25	2	120	19	25	3,8
11	1	30	4	200	26	32	4
12	1	26	4	160	32	38	3

Завдання 3

Виконати тепловий розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора, призначеного для конденсації сухої насиченої аміачної пари тиском $p_n = \dots$ бар, що подається в між трубний простір апарату. Конденсат видаляють при температурі насичення. В якості холодного теплоносія використовують воду з початковою температурою $T_2' = \dots$ °С. Конструктивні параметри теплообмінника: число ходів по воді $Z = \dots$, число трубок $n = \dots$, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, зовнішній $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, довжина труб $l = \dots$ м. Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). швидкість води прийняти з інтервалу $w_2 = 1 \div 3$ м / с (за вказівкою викладача). Визначити внутрішній діаметр корпусу D , витрати пари, що гріє G_1 і холодного теплоносія G_2 , температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °С	Z	n	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	10	5	4	120	16	22	2
2	10,5	5	2	80	19	25	2,5
3	11	7	1	61	26	32	3
4	11,5	7	4	200	32	38	3,5
5	12	10	2	100	16	22	4
6	12,5	10	1	91	19	25	4,5
7	13	5	2	100	26	32	5
8	13,5	5	2	120	32	38	2,7
9	14	8	1	127	16	22	3,7
10	145	8	2	160	19	25	4,7
11	15	5	4	220	26	32	4,2
12	16	5	2	140	32	38	3,2

Завдання 4

Виконати тепловий розрахунок секційного теплообмінника, призначеного для охолодження води від температури $T_1' = \dots$ °C до $T_1'' = \dots$ °C. В якості холодного теплоносія використовують воду з початковою температурою $T_2' = \dots$ °C. Схема руху теплоносіїв: для парних варіантів - протитечія, для непарних - прямоток. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \dots$ м, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, зовнішній $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, довжина кожної секції $l = \dots$ м, число паралельно з'єднаних секцій $n_1 = \dots$. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Швидкість гарячого теплоносія прийняти з інтервалу $w_1 = 1 \div 3$ м / с (за вказівкою викладача). Визначити число послідовно з'єднаних секцій, витрати теплоносіїв G_1 та G_2 і температуру холодного теплоносія на виході теплообмінника T_2'' .

№ п/п	$T_1', \text{ }^\circ\text{C}$	$T_1'', \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2', \text{ }^\circ\text{C}$	$D, \text{ мм}$	$d_{\text{вн}}, \text{ мм}$	$d_{\text{нар}}, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	n_1	n_2
1	100	60	10	45	19	25	3	1	2
2	120	80	15	50	26	32	3,5	2	3
3	90	60	20	57	32	38	4	2	4
4	90	50	25	70	45	51	4,5	3	5
5	130	90	30	76	50	57	5	2	6
6	130	60	35	45	19	25	3,2	4	2
7	90	60	10	50	26	32	4,2	1	3
8	90	60	15	57	32	38	4,7	5	1
9	120	90	20	70	45	51	3	4	5
10	120	60	25	76	50	57	2,5	3	6
11	95	65	30	70	45	51	4	3	2
12	95	45	35	70	32	38	4,5	3	3

Завдання 5

Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного конденсатора. Сухий насичений водяний пар з тиском $p_n =$ бар подають в між трубний простір. Конденсат видаляють при температурі насичення. В якості холодного теплоносія використовують воду з початковою температурою $T_2' =$ °C. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр корпусу $D =$ м, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} =$ мм, зовнішній $d_{\text{нар}} =$ мм, довжина труб $l =$ м. Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Швидкість води прийняти з інтервалу $w_2 = 1 \div 3$ м/с (за вказівкою викладача). Визначити загальну кількість трубок n , число ходів по воді Z , витрати пари, що гріє G_1 і холодного теплоносія G_2 , температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °C	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	0,1	10	0,4	16	22	3
2	0,2	10	0,5	19	25	2,5
3	0,3	20	0,75	26	32	2,75
4	0,4	20	0,6	32	38	3,2
5	0,5	20	0,3	16	22	2
6	0,6	30	0,8	19	25	3,2
7	0,7	30	0,9	26	32	3,4
8	0,8	25	1	32	38	3,6
9	0,9	25	0,8	16	22	2
10	1	40	0,6	19	25	2,5
11	1,2	40	0,5	26	32	4
12	0,8	30	0,45	32	38	4,5

Завдання 6

Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного підігрівача, призначеного для нагрівання води з витратою $G_2 =$ кг/с від температури $T_2' =$ °С. В якості гарячого теплоносія використовують воду з витратою $G_1 =$ кг/с. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр корпусу $D =$ м, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} =$ мм, зовнішній $d_{\text{нар}} =$ мм, довжина труб $l =$ м. Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Температуру гарячого теплоносія на вході в апарат прийняти з інтервалу $T_1' = 90 \div 135$ °С (за вказівкою викладача). Визначити загальне число трубок n , число ходів по воді, що нагрівається, швидкості руху гарячого і холодного теплоносіїв w_1 і w_2 , температури теплоносіїв на виході з теплообмінника.

№ п/п	$G_2,$ кг/с	$T_2',$ °С	$G_1,$ кг/с	$D,$ м	$d_{\text{вн}},$ мм	$d_{\text{нар}},$ мм	$l,$ м
1	7	10	10	0,38	16	22	2
2	14	15	11	0,42	19	25	2,5
3	8	20	12	0,45	26	32	3
4	16	25	13	0,5	32	38	3,5
5	9	35	14	0,55	16	22	4
6	7	20	15	0,7	19	25	4,5
7	19	15	16	0,8	26	32	2,25
8	10	10	17	0,6	32	38	2,75
9	14	25	12	0,8	16	22	3,25
10	5	35	12,5	1	19	25	3,75
11	17	30	20	0,65	26	32	4,2
12	28	15	25	0,75	32	38	3

Завдання 7

У секційному теплообмінному апараті охолоджується пропан (C_3H_8) під тиском $p_1 = \text{бар}$ і з витратою $G_1 = \text{кг / с}$ від температури $T_1' = ^\circ\text{C}$ до $T_1'' = ^\circ\text{C}$. В кільцевому зазорі апарату подають повітря з витратою $G_2 = \text{кг / с}$ і початковою температурою $T_2' = ^\circ\text{C}$. Тиск повітря прийняти з інтервалу $p_2 = 1 \div 5 \text{ бар}$ (за вказівкою викладача). Схема руху теплоносіїв - протитечія. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{м}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не менше 2 м і не більше 5 м. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити число паралельно і послідовно з'єднаних секцій n_1 і n_2 , теплову потужність апарату Q , швидкості руху теплоносіїв w_1 і w_2 і температуру холодного теплоносія на виході з апарату T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	p_1 , бар	T_1' , $^\circ\text{C}$	T_1'' , $^\circ\text{C}$	G_2 , кг/с	T_2' , $^\circ\text{C}$	D , мм	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	0,2	3	140	90	0,6	20	34	16	22
2	0,3	4	130	80	1,2	10	37	19	25
3	0,4	5	120	80	0,4	20	45	26	32
4	0,7	6	110	60	0,8	10	54	32	38
5	0,85	7	100	65	0,9	15	65	45	51
6	0,25	8	80	40	0,3	5	37	19	25
7	0,75	9	70	40	0,7	5	46	26	32
8	0,75	10	75	45	0,8	10	55	32	38
9	1	11	85	45	1,2	15	70	45	51
10	0,5	12	95	55	0,5	15	56	32	38
11	0,35	13	105	75	0,5	20	46	26	32
12	0,6	14	115	75	0,7	20	56	32	38

Завдання 8

Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного теплообмінника, призначеного для охолодження води з витратою $G_1 = \text{кг} / \text{с}$ від температури $T_1' = ^\circ\text{C}$. В якості холодного теплоносія використовують воду з витратою $G_2 = \text{кг} / \text{с}$ і температурою на вході в апарат $T_2' = ^\circ\text{C}$, яку подають в між трубний простір. Конструктивні параметри теплообмінника: загальна кількість трубок $n =$, число ходів по охолоджувальній воді $Z =$, внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина труб $l = \text{м}$. Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Температуру холодного теплоносія на вході в апарат прийняти за вказівкою викладача з інтервалу $T_2' = 10 \div 30 ^\circ\text{C}$. Визначити внутрішній діаметр великої труби D , теплову потужність апарату Q і температури теплоносіїв на виході їх апарату T_1'' та T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	T_1' , $^\circ\text{C}$	G_2 , кг/с	T_2' , $^\circ\text{C}$	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	Z	n	l , м
1	30	130	50	20	16	22	1	62	3,5
2	30	120	50	30	19	25	1	93	3,6
3	52	110	30	30	26	32	2	120	3,7
4	42	100	25	15	32	38	4	160	3,8
5	28	90	30	10	16	22	2	120	3,9
6	30	85	18	15	19	25	4	160	4
7	32	88	22	20	26	32	1	62	4,1
8	34	95	39	15	32	38	4	120	4,2
9	27	105	15	10	16	22	4	200	4,3
10	36	115	20	20	19	25	4	240	4,4
11	35	120	39	20	26	32	4	160	4
12	33	125	19	10	32	38	1	37	3

Завдання 9

У секційному теплообмінному апараті типу «труба в трубі» вода з витратою $G_1 = \text{кг/с}$, рухається по внутрішній трубі, охолоджується до $T_1'' = ^\circ\text{C}$. Холодна вода з витратою $G_2 = \text{кг/с}$ надходить в апарат з температурою $T_2' = ^\circ\text{C}$. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{м}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не більше $l = \text{м}$, кількість трубок в кожній секції (всередині великої труби) $n =$. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Температуру гарячого теплоносія на вході в теплообмінний апарат прийняти їх інтервалу $T_1' = 120 \div 80 ^\circ\text{C}$ (за вказівкою викладача). Визначити число паралельно і послідовно з'єднаних секцій n_1 і n_2 , теплову потужність апарату Q , швидкості руху теплоносіїв w_1 і w_2 , і температуру холодного теплоносія на виході з апарату T_2'' . Схема руху теплоносіїв - протитечія.

№ п/п	G_1 , кг/с	T_1'' , $^\circ\text{C}$	G_2 , кг/с	T_2' , $^\circ\text{C}$	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м	n
1	4	60	5	15	0,085	16	22	4	4
2	4	65	6	20	0,09	19	25	5	3
3	2	60	3	15	0,047	26	32	4,5	1
4	1,5	40	2,5	10	0,052	32	38	4,1	1
5	4	40	4	25	0,08	16	22	4,3	3
6	8	30	11	15	0,095	19	25	4,6	4
7	6	30	18	20	0,120	26	32	4,7	4
8	9	45	14	15	0,08	16	22	3,9	3
9	7	45	9,5	20	0,10	19	25	4	3
10	3	50	5	38	0,112	26	32	4,4	3
11	11	48	9	42	0,10	19	25	4	4
12	1	33	1,7	25	0,038	16	22	4,2	1

Завдання 10

У секційному теплообміннику охолоджується повітря під тиском $p_1 = \text{бар}$ і з витратою $G_1 = \text{кг / с}$ від $T_1' = ^\circ\text{C}$ до $T_1'' = ^\circ\text{C}$. У внутрішню трубу апарату надходить вода з витратою $G_2 = \text{кг / с}$ і температурою $T_2' = ^\circ\text{C}$. Схема руху теплоносіїв: для парних варіантів - протитечія, для непарних - прямоток. Витрата гарячого теплоносія прийняти з інтервалу $G_1 = 0,1 \div 0,8 \text{ кг / с}$ (за вказівкою викладача). Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{мм}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не менше 2 м і не більше 4,5 м. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити число паралельно і послідовно з'єднаних секцій n_1 і n_2 , теплову потужність апарату Q , швидкості руху теплоносіїв w_1 і w_2 і температуру холодного теплоносія на виході з апарату T_2'' .

№ п/п	p_1 , бар	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	D , мм	T_1' , $^\circ\text{C}$	T_1'' , $^\circ\text{C}$	G_2 , кг/с	T_2' , $^\circ\text{C}$
1	1	16	22	32	80	50	1	10
2	1	19	25	40	80	40	1,2	10
3	5	26	32	50	100	30	1,3	10
4	2	32	38	52	85	40	1,4	15
5	3	16	22	86	90	40	1,5	15
6	2	19	25	32	100	30	1,6	15
7	1	26	32	38	85	25	1,7	15
8	4	32	38	48	110	50	1,8	20
9	2	16	22	50	95	45	1,5	20
10	1	19	25	37	75	45	1,8	15
11	1	26	32	45	75	35	2	15
12	5	32	38	53	95	55	2,2	10

Завдання 11

У секційному теплообміннику рідкий аміак з температурою насичення при тиску $p_1 = \text{бар}$ і $G_1 = \text{кг / с}$ охолоджується до температури $T_1'' = ^\circ\text{C}$. Холодна вода з витратою $G_2 = \text{кг / с}$ надходить у внутрішню трубу апарату. Температуру води на вході в теплообмінний апарат прийняти з інтервалу $T_2' = 15 \div 25 ^\circ\text{C}$ (за вказівкою викладача). Схема руху теплоносіїв - протитечія. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{м}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній - $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не менше 1 м і не більше 4 м. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити число паралельно і послідовно з'єднаних секцій n_1 і n_2 , теплову потужність апарату Q , швидкості руху теплоносіїв w_1 і w_2 і температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	$p_1, \text{бар}$	$T_1'', ^\circ\text{C}$	$G_1, \text{кг/с}$	$G_2, \text{кг/с}$	$D, \text{м}$	$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	$d_{\text{нар}}, \text{мм}$
1	15	20	0,139	1,39	0,05	18	22
2	15	20	0,139	1,33	0,055	19	23
3	16	27	0,167	1,28	0,06	20	24
4	16	27	0,167	1,22	0,06	21	25
5	15	25	0,186	1,16	0,065	22	26
6	15	25	0,186	1	0,042	17	21
7	16	26	0,195	1,25	0,045	18	22
8	16	26	0,195	1,22	0,05	19	23
9	14	27	0,153	1,12	0,055	20	24
10	14	27	0,8	1,01	0,06	21	25
11	16	24	0,9	1,5	0,062	22	26
12	15	19	0,125	1,33	0,065	23	27

Завдання 12

У секційному теплообмінному апараті охолоджується трансформаторне масло від температури $T_1' = 0^\circ\text{C}$ до $T_1'' = 0^\circ\text{C}$. Холодна вода з температурою $T_2' = 0^\circ\text{C}$ і швидкістю $w_2 = \text{м / с}$ рухається в кільцевому зазорі між великою і малою трубами. Схема руху теплоносіїв - протитечія. Швидкість руху холодного теплоносія прийняти (за вказівкою викладача) з інтервалу $w_1 = 1 \div 3$. Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{м}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не менше 1 м і не більше 4 м, число паралельно з'єднаних секцій $n_1 =$. Труби виконані з нержавіючої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити число послідовно з'єднаних секцій n_2 , теплову потужність апарату Q , витрати теплоносіїв G_1 і G_2 і температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	$T_1', ^\circ\text{C}$	$T_1'', ^\circ\text{C}$	$T_2', ^\circ\text{C}$	$w_2, \text{м/с}$	$D, \text{м}$	$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	$d_{\text{нар}}, \text{мм}$	n_1
1	103	50	14	2	0,038	20	24	1
2	95	50	15	2,3	0,033	19	23	2
3	90	45	16	2,4	0,032	18	22	2
4	80	40	17	2,5	0,03	17	20	3
5	85	40	18	2,6	0,028	16	18	2
6	90	40	19	2,7	0,026	15	17	4
7	96	55	20	2,8	0,025	14	16	1
8	100	60	14	2,9	0,024	13	15	5
9	90	55	15	3	0,022	12	14	4
10	95	60	16	1,9	0,026	14	16	3
11	90	50	17	1,8	0,029	16	18	3
12	80	45	18	1,7	0,033	18	21	3

Завдання 13

Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного випарника. В якості гріючого теплоносія використовують водяну пару під тиском p_1 = бар. Вода, попередньо нагріта до температури кипіння, надходить в трубки теплообмінник. Витрата вторинного пару G_2 = кг / год., тиск p_2 = бар, ступінь сухості пари, що гріє прийняти з інтервалу $x = 0,7 \div 1,0$ (за вказівкою викладача). Конструктивні параметри теплообмінника: внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}}$ = мм, зовнішній $d_{\text{нар}}$ = мм, довжина трубок l = м. Трубки виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити загальну кількість трубок n і внутрішній діаметр корпусу D , теплову потужність апарату Q , витрату пари, що гріє G_1 і швидкість руху вторинного пара w_2 .

№ п/п	p_1 , бар	w_2 , м/с	p_2 , бар	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	1,8	1000	1	32	38	2
2	2,3	1900	1,4	34	40	3
3	3,2	310	2	36	42	2,5
4	4,2	350	2,7	38	44	2,2
5	5,6	1700	3,8	30	36	1,8
6	4,9	600	3,2	40	46	2
7	6,6	1500	4,5	32	38	2,8
8	2	700	1,2	28	34	2,5
9	10	2300	7,1	30	36	3
10	9	1300	6,4	32	38	2,6
11	7	4500	5,1	38	44	2,2
12	3	2500	1,9	34	40	2,1
13	5	1200	3,3	36	42	2
14	8,6	500	6,1	30	36	2,5

Завдання 14

У секційному теплообмінному апараті охолоджується етанол (C_2H_6) тиском $p_1 = \text{бар}$ і витратою $G_1 = \text{кг / с}$ від температури $T_1' = ^\circ\text{C}$ до $T_1'' = ^\circ\text{C}$. В кільцевий зазор апарату подають повітря під тиском $p_2 = \text{бар}$ з витратою $G_2 = \text{кг / с}$ і з початковою температурою $T_2' = ^\circ\text{C}$. Температуру повітря прийняти з інтервалу $T_2' = 5 \div 25 ^\circ\text{C}$ (за вказівкою викладача). Схема руху теплоносіїв - протитечія. Теплообмінний апарат має наступні конструктивні параметри: внутрішній діаметр великої труби $D = \text{м}$, внутрішній діаметр малої труби $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина кожної секції не більше 5 м. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Визначити число паралельно і послідовно з'єднаних секцій n_1 і n_2 , теплову потужність апарату Q , швидкості руху теплоносіїв w_1 і w_2 , температуру холодного теплоносія на виході з апарату T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	p_1 , бар	T_1' , $^\circ\text{C}$	T_1'' , $^\circ\text{C}$	G_2 , кг/с	p_2 , бар	D , мм	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	0,2	3	140	90	0,6	5	34	16	22
2	0,3	4	130	80	1,2	4	37	19	25
3	0,4	5	120	80	0,4	3	45	26	32
4	0,7	6	110	60	0,8	5	54	32	38
5	0,85	7	100	65	0,9	6	65	45	51
6	0,25	8	80	40	0,3	8	37	19	25
7	0,75	9	70	40	0,7	9	46	26	32
8	0,75	10	75	45	0,8	11	55	32	38
9	1	11	85	45	1,2	10	70	45	51
10	0,5	12	95	55	0,5	8	56	32	38
11	0,35	13	105	75	0,5	10	46	26	32
12	0,6	14	115	75	0,7	14	56	32	38

Завдання 15

Виконати тепловий розрахунок горизонтального кожухотрубного підігрівача, в якому паром, що подається в між трубний простір, нагрівається вода. Пар сухий насичений з тиском $p_n = \text{бар}$. Конденсат видаляють при температурі насичення. Температуру води прийняти з інтервалу $T_2' = ^\circ\text{C}$ (за вказівкою викладача). Теплообмінний апарат має наступні конструктивні параметри: число ходів по воді $Z =$, число трубок в кожному ході $n_1 =$, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} = \text{мм}$, зовнішній $d_{\text{нар}} = \text{мм}$, довжина труб не більше 5 м. Труби виконані з нержавіючої сталі / вуглецевої сталі / міді / латуні (за вказівкою викладача). Швидкість холодного теплоносія прийняти (за вказівкою викладача) з інтервалу $w_2 = 1,2 \div 3 \text{ м/с}$. Визначити внутрішній діаметр корпусу D , витрати пару, що гріє G_1 і холодного теплоносія G_2 і температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

№ п/п	P_n , бар	Z	n_1	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	1	1	130	19	25
2	0,5	2	60	26	32
3	0,6	4	40	32	38
4	0,7	6	40	26	32
5	0,9	1	173	13	17
6	1,2	2	70	16	22
7	1,1	4	50	20	25
8	1,2	6	30	26	32
9	1,3	1	223	32	38
10	1,6	2	80	16	22
11	1,8	4	46	19	25
12	2	6	46	31	38

ДОДАТОК В

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Таблиця В.1 - Основні характеристики теплообмінників ТН з трубами 20х2 мм [3]

Діаметр кожуха внутрішній D, мм	Число труб n	Довжина труб L, м							Прохідний переріз, м²			np	h,мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	St 10²	SMT 10²	Св.П 10²		
		Поверхня теплообміну F, м											
Одноходові													
159	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–		0,4	0,5	0,3	5	100
273	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	1,2	1,0	0,7	9	130
325	100	–	9,5	12,5	19,5	25	–	–	2,0	2,0	1,1	11	180
400	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68	–	3,6	2,5	1,7	15	250
600	389	–	–	49	73,0	98	147	–	7,8	6,6	4,1	21	300
800	717	–	–	90,0	135,0	180	270	405	14,4	9,1	6,9	29	350
1000	1173	–	–	–	221	295	442	663	23,6	15,6	10,1	37	520
1200	1701	–	–	–	–	427	641	961	34,2	18,7	14,5	45	550
Двоходові													
325	90	–	8,5,5	11,0	17,0	22,5	–	–	0,9	1,6	1,1	10	180
400	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63	–	1,7	3,0	1,7	14	250
600	370	–	–	47,0	70,0	93,0	139	–	3,7	4,8	4,1	20	300
800	690	–	–	87,0	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9	28	350
1000	1138	–	–	–	214	286	429	643	11,4	14,6	10,1	36	520
1200	1658		–	–	–	417	625	937	16,5	17,6	14,5	44	550
Чотириходові													
600	334	–	–	42,0	63,0	84,0	126	–	1,6	4,8	4,1	18	300
800	638	–	–	80,0	120	160	240	361	3,0	7,0	6,9	26	350
1000	1072	–	–	–	202	269	404	606	5,1	14,6	10,1	34	520
1200	1580	–	–	–	–	397	595	893	7,9	17,6	14,5	42	550
Шестиходові													
600	316	–	–	40,0	60,0	79,0	119	–	0,9	4,8	3,7	18	300
800	616	–	–	78,0	116,0	155	233	349	2,0	7,0	6,5	26	350
1000	1044	–	–	–	197	262	393	590	3,4	14,6	9,6	34	520
1200	1544	–	–	–	–	388	582	873	5,2	16,5	14,2	42	550

St, Smt, Св.п – прохідні перетини трубного, між трубного простору і у вирізі перегородки; np – число рядів труб по вертикалі для горизонтальних апаратів; h – відстань між перегородками

Таблиця В.2 – Основні характеристики теплообмінників ТН з трубами 25х2 мм [3]

Діаметр кожуха внутрішній D, мм	Число труб, п	Довжина труб L, м							Прохідний переріз, м ²			np	h, мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	St 10 ²	SMT 10 ²	Св.П 10		
		Поверхня теплообміну F, м ²											
Одноходові													
159	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,5	0,8	0,4	5	100
273	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	1,3	1,1	0,9	7	130
325	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	–	–	17	26	35	52	–	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	–	–	40	61	81	121	–	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	–	–	73	109	146	219	329	16,1	7,6	6,9	23	350
1000	747	–	–	–	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	–	–	–	–	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
Двоходові													
325	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	–	–	16,0	24,0	31,0	47	–	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	–	–	38	57	75	113	–	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	–	–	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	–	–	–	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	–	–	–	–	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
Чотириходові													
600	206	–	–	32	49	65	97	–	1,8	4,5	4,0	14	300
800	404	–	–	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	–	–	–	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	–	–	–	–	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
Шестиходові													
600	196	–	–	31	46	61	91	–	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	–	–	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	–	–	–	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	–	–	–	–	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

St, S_{MT}, S_{в.п} – прохідні перетини трубного, між трубного простору і у вирізі перегородки; np – число рядів труб по вертикалі для горизонтальних апаратів; h – відстань між перегородками

Таблиця В.3 - Прохідні перетини і поверхні теплообміну елементів теплообмінника «труба в трубі» (тип 2 виконання I і II) [3]

Умовні тиски усередині і ззовні теплообмінної труби МПа/МПа	Діаметр труби, мм		Площа прохідного перетину $S \cdot 10^4, \text{м}^2$		Поверхня теплообміну, м^2 при довжині теплообмінної труби, м			
	Теплообмінний	Кожуховий	Усередині теплообмінної труби	У кільцевому просторі	1,5	3,0	4,5	6,0
6,3/4,0	25x3	57x4	2,83	13,9	0,110	0,228	-	-
6,3/4,0	38x4	57x4	7,07	7,52	0,167	0,346	-	-
6,3/4,0	38x4	76x4	7,07	25,0	0,167	0,346	-	-
6,3/4,0	38x4	89x5	7,07	37,7	-	0,346	0,525	-
6,3/4,0	48x4	76x4	12,6	18,2	-	0,437	0,664	0,890
10,0/6,3	48x5	89x5	11,3	30,9	-	0,437	0,664	0,890
6,3/4,0	48x4	108x5	12,6	57,3	-	0,437	0,664	0,890
10,0/6,3	57x5	89x5	17,3	23,5	-	-	0,787	1,09
6,3/4,0	57x5	108x5	17,3	49,9	-	-	0,787	1,09

Таблиця В.4 - Прохідні перетини і поверхні теплообміну елементів теплообмінника «труба в трубі» (тип 4)

Умовні тиски усередині і зовні теплообмінно ї труби МПа/МПа	Діаметр труби мм		Площа прохідного перетину $S \cdot 10^4, \text{м}^2$		Поверхня теплообміну, м^2 при довжині теплообмінної труби, м				
	Теплообмінний	Кожуховий	Усередині теплообмінної труби	У кільцевому просторі	Виконання I			Виконання II	
					6	9	12	6	9
1,6/1,6*; 4,0/1,6*; 6,3/4,0	89x5	133x6	49,0	52,8	1,65	2,49	-	1,65	2,49
1,6/1,6*; 4,0/1,6*; 6,3/4,0	89x5	159x6	49,0	108	1,65	2,49	-	1,65	2,49
1,6/1,6*;	108x5	159x6	75,4	78,1	-	-	-	2,0	3,02
4,0/1,6; 6,3/4,0	108x6	159x6	72,4	78,1	2,0	3,02	4,05	2,0	3,02
4,0/1,6	133x6	219x6	115	198	-	3,72	4,95	-	-
1,6/1,6*; 4,0/1,6	159x6	219x6	170	138	-	4,45	5,96	2,94	4,45

* - лише для елементів виконання II

Таблиця В.5 - Основні характеристики пластинчастих теплообмінників [3]

Поверхня пластини, м ²	Поверхня теплообміну, м ²						Тиск, МПа	Температ ура °С
	Розбірні теплообмінники - виконання					Нерозбірні теплообмінники		
	1	2	3	4	5			
0.2	1; 2; 5; 6.3	10; 12.5	16; 25; 31.5; 40	-	-	-	0.002÷ 1.0	- 20 ÷ + 180
0.3	3; 5; 8; 10	12.5; 16; 20	-	-	-			
0.5	-	-	-	31.5; 50; 63; 80; 100; 140	160; 220; 260; 300; 320	-	1.6 2.5	
0.6	10; 16; 25	31.5; 40; 50; 63;80; 100; 140; 160	200; 250; 300	-	-		1.0	
1.0	-	-	-	-	-	120; 160;200; 240; 280; 320	2.5	
						360; 400;480; 560; 640; 720; 800	4.0	- 40 ÷ + 200
1.3	-	200; 300; 400	500; 600; 800	-	-	-	1.0	- 20 ÷ + 180

Таблиця В.6 – Визначальні розміри пластин і утворюваних ними каналів

Характеристики	Поверхня пластини, м ²					
	0.2	0.3	0.5	0.6	1.0	1.3
Еквівалентний діаметр каналу, мм	8.8	8.7	5.85	8.3	10.6	9.6
Площа поперечного перетину каналу, м ² 10 ⁵	178	110	134	245	360	425
Приведена довжина каналу, м	0.518	1.12	1.09	1.01	1.21	1.47
Товщина пластини, мм	1	1	1	1	2	1
Діаметр штуцера, мм	75	65	150	200	250	250
Габарити пластини: довжина, м ширина, м	0.96	1.37	1.37	1.375	1.9	1.918
	0.46	0.3	0.5	0.6	0.6	0.92

Таблиця В.7 - Основні характеристики спіральних теплообмінників з шириною каналу 12 мм тип 1, з тупиковими каналами; виконання 1, з плоскою кришкою [3]

Характеристики	Умовна поверхня теплообміну, м ²										
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0
Товщина стрічки, мм	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9
				4.0	4.0	4.0	4.0	6.0	6.0	6.0	4.0
Ширина стрічки, мм	400	400	500	400	500	500	1000	1000	1000	1000	1000
				700	700	700	700	1100	1100	1100	1250
Довжина каналу, м	12.5	15.6	16.0	25.0	25.0	31.5	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0
				14.3	17.9	22.5	28.6	22.7	28.6	36.4	40.0
Площа перетину каналу, м ²	0.0048	0.0060	0.0060	0.0048	0.0060	0.0060	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120
				0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0138	0.0138	0.0138	0.0150
	17.28	12.60	12.60	17.28	21.60	21.60	43.20	43.20	43.20	43.20	43.20
				30.24	30.24	30.24	30.24	49.68	49.68	49.68	54.0

Таблиця В.8 - Основні характеристики спіральних теплообмінників з шириною каналу 12 мм тип 1, з тупиковими каналами; виконання 2, з конічною кришкою [3]

Характеристики	Умовна поверхня теплообміну, м ²										
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0
Товщина стрічки, мм	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9
				4.0	4.0	4.0	4.0	6.0	6.0	6.0	4.0
Ширина стрічки, мм	400	400	500	400	500	500	1000	1000	1000	1000	1000
				700	700	700	700	1100	1100	1100	1250
Довжина каналу, м	12.5	15.6	16.0	25.0	25.0	31.5	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0
				14.3	17.9	22.5	28.6	22.7	28.6	36.4	40.0
				0.174	0.174	0.222	0.135	0.174	0.222	0.274	0.274
				0.083	0.121	0.157	0.224	0.178	0.220	0.274	0.274
Площа перетину каналу для другого робочого середовища, м ²	0.0048	0.0060	0.0060	0.0060	0.0084	0.0084	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120
				0.00480.0060		0.0060	0.0084	0.01380.0138		0.0138	0.0150
Пропускна здатність при швидкості 1 м/с, м ³ /год.	17.28	17.28	21.60	17.28	21.60	21.6	43.20	43.20	43.20	43.20	43.20
				30.24	30.24	30.24	30.24	49.68	49.68	49.68	54.0

Таблиця В9 - Матеріальне виконання сталевих теплообмінних апаратів

Виконання апарату за матеріалом	Кожух	Разподільча камера і кришки	Трубні решітки	Труби
М 1	Ст3сп5 Сталь конструкційна вуглецева звичайної якості Сталь 16ГС Сталь конструкційна низьколегована для зварних конструкцій Труби сталь 20 Сталь конструкційна вуглецева якісна		16ГС	Сталь 20
М 8	Сталь 12Х18Н10Т високолегована сталь аустенітного класу хромонікелевої марки легована титаном. Труби сталь 12Х18Н10Т		Сталь 12Х18Н10Т	Сталь 12Х18Н10Т
М 9	Сталь 10Х17Н13М2Т нержавіючий сплав з підвищеною стійкістю до температурних перепадів і різних зовнішніх впливів Труби сталь 10Х17Н13М2Т		Сталь 10Х17Н13М2Т	Сталь 10Х17Н13М2Т
М 10	Сталь 12Х18Н10Т Труби сталь 12Х18Н10Т	Ст3сп5	Сталь 12Х18Н10Т	Сталь 12Х18Н10Т
М 11	Сталь 10Х17Н13М2Т Труби сталь 10Х17Н13М2Т	Сталь 16ГС Труби сталь 20	Сталь 10Х17Н13М2Т	Сталь 10Х17Н13М2
М 12	Ст3сп5 Сталь 16ГС Труби сталь 20		Сталь 12Х18Н10Т	Сталь 12Х18Н10Т
М 23	Ст3сп5 Сталь 16 Труби сталь 20	Сталь 12Х18Н10Т	Сталь 12Х18Н10Т	Сталь 12Х18Н10Т

ДОДАТОК Г

ВЛАСТИВОСТІ МАТЕРІАЛІВ

Таблиця Г1 - Фізичні властивості сухого повітря ($B = 1,01 \cdot 10^5$ Па) [1]

t, °C	ρ , кг/ м ³	c_p , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	13,8	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	14,9	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	12,79	16,2	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	17,4	0,712
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	20,0	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	21,4	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	22,9	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	24,3	0,699
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	26,2	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	28,6	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	30,2	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	31,9	0,690
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	36,8	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	40,3	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	43,9	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	47,5	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	51,4	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	61,0	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	71,6	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	81,9	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	93,1	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	115,3	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	138,3	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	163,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	188,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	216,2	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	245,9	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	276,2	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	316,5	0,724

Таблиця Г2 - Фізичні властивості водяної пари на лінії насичення [1]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ ", кг/м ³	h", кДж/кг	г, кДж/кг	c_p , кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м·°C)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2501	2500	1,861	1,697	1888	9,156	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2519,4	2477	1,869	1,770	1011	9,493	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2537,7	2453	1,877	1,824	563,7	9,746	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2555,9	2430	1,885	1,883	328,9	9,989	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2574	2406	1,895	1,953	200,7	10,270	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2591,8	2382	1,907	2,034	128,8	10,586	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2609,5	2358	1,923	2,122	84,70	10,921	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2626,8	2333	1,942	2,214	57,48	11,272	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2643,8	2309	1,967	2,309	40,03	11,620	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2660,3	2283	1,997	2,407	28,55	11,960	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2676,3	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,8	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,6	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,86	1,12
150	4,76	2,547	2746,3	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2757,7	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2777,1	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2784,9	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2791,4	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2796,4	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2799,9	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2801,7	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2801,6	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2799,5	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2795,2	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2788,3	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2778,6	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2765,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2748,4	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2726,8	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,9	64,72	2699,6	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,5	1139,7	9,880	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2622,3	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2566,1	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2485,7	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2335,7	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

Таблиця Г3 - Фізичні властивості води на лінії насичення [1]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м ⁰ С)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, к ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	715,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,4	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,433	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,985	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,74
130	2,701	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,614	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,760	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,180	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,9202	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,027	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,552	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,551	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,079	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,201	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,979	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,480	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,776	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,940	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,051	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,191	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,448	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,917	512,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,697	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Таблиця Г4 - Фізичні властивості вуглеводнів метанового ряду C_nH_{2n+2} [1]

t, °C	$\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м ⁰ С)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	c_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³
Метан (CH ₄)							
0	30,7	10,39	0,734	14,5	2,165	19,81	0,717
100	46,5	13,24	0,698	25,1	2,448	36,11	0,525
200	63,7	15,89	0,703	38,2	2,807	55,00	0,414
300	82,3	18,34	0,707	53,5	3,175	75,83	0,342
400	102	20,69	0,717	71,9	3,530	99,44	0,291
500	122,1	22,95	0,726	90,8	3,856	125,3	0,253
600	144,2	25,20	0,726	113,0	4,153	155,0	0,224
Етан (C ₂ H ₆)							
0	19	8,60	0,746	6,41	1,647	8,58	1,342
100	31,9	11,38	0,738	11,6	2,067	15,66	0,983
200	47,5	14,12	0,741	18,2	2,490	24,98	0,776
300	65,4	16,79	0,736	26,2	2,870	35,55	0,640
400	85,5	19,32	0,726	35,6	3,213	48,61	0,545
500	107,9	21,97	0,715	46,4	3,519	64,72	0,474
600	132,6	24,52	0,701	58,5	3,787	83,61	0,420
Пропан (C ₃ H ₈)							
0	15,2	7,50	0,762	3,81	1,550	5,00	1,967
100	26,3	10,00	0,768	6,94	2,017	9,06	1,440
200	40,1	12,45	0,763	10,9	2,458	14,36	1,140
300	56,2	14,81	0,748	15,8	2,835	21,14	0,939
400	74,8	17,16	0,727	21,6	3,161	29,72	0,799
500	95,6	19,42	0,700	28,2	3,449	40,00	0,694
600	118,6	21,77	0,678	35,6	3,697	52,22	0,616
Бутан (C ₄ H ₁₀)							
0	13,3	6,84	0,821	2,63	1,591	3,22	2,593
100	23,5	9,26	0,798	4,87	2,027	6,11	1,90
200	36,5	11,67	0,784	7,78	2,456	9,92	1,50
300	51,9	14,02	0,761	11,3	2,815	14,92	1,24
400	69,8	16,38	0,734	15,6	3,129	21,22	1,05
500	90,2	18,73	0,706	20,5	3,404	28,89	0,916
600	113,0	21,08	0,679	26,1	3,644	38,06	0,812
Пентан (C ₅ H ₁₂)							
0	12,3	6,35	0,821	—	1,593	—	—
100	22,0	8,65	0,796	3,67	2,025	4,61	2,355
200	34,1	10,88	0,781	5,90	2,448	7,47	1,86
300	48,6	13,24	0,763	8,62	2,799	11,33	1,54
400	65,5	15,49	0,735	11,8	3,108	16,14	1,31
500	84,7	17,75	0,708	15,6	3,377	22,11	1,14
600	106,1	20,10	0,684	19,9	3,610	29,17	1,01
Гексан (C ₆ H ₁₄)							
0	11,2	5,90	0,841	—	1,602	—	—
100	20,2	8,15	0,814	2,89	2,023	35,56	2,813
200	32,0	10,39	0,796	4,68	2,444	58,89	2,220

300	45,9	12,65	0,769	6,92	2,791	90,00	1,833
400	62,5	14,91	0,738	9,60	3,097	129,5	1,560
500	81,2	17,26	0,732	12,7	3,441	174,2	1,355
600	102,6	19,52	0,632	16,2	3,587	238,1	1,202
Гептан (C ₇ H ₁₆)							
0	10,7	5,39	0,812	–	1,610	–	–
100	19,3	17,29	0,784	2,28	2,020	29,17	3,27
200	30,5	9,62	0,771	3,72	2,441	48,33	2,58
300	43,7	11,77	0,749	5,51	2,785	73,89	2,13
400	59,4	13,93	0,722	7,68	3,083	106,7	1,81
500	77,3	16,08	0,695	10,1	3,346	146,1	1,58
600	97,7	18,34	0,670	13,0	3,570	195,6	1,40
Октан (C ₈ H ₁₈)							
0	9,8	4,93	0,816	–	1,614	–	–
100	17,7	6,79	0,776	1,82	2,021	23,50	3,73
200	27,8	8,65	0,759	2,94	2,449	38,61	2,945
300	40,0	40,49	0,729	4,32	2,780	59,17	2,43
400	54,3	12,36	0,700	5,96	3,076	85,28	2,07
500	70,6	14,32	0,677	7,88	3,336	117,5	1,80
600	89,2	16,18	0,646	10,10	3,557	157,8	1,59
Аміак (NH ₃)							
0	21,1	9,36	0,908	12,2	2,043	13,36	0,771
100	34,0	13,04	0,852	23,2	2,219	27,17	0,564
200	48,8	16,67	0,818	38,0	2,399	45,83	0,445
300	65,5	20,59	0,812	56,4	2,583	68,89	0,368
400	84,0	24,32	0,796	78,7	2,747	97,50	0,313
500	103,6	28,15	0,793	105	2,918	130,56	0,272
600	124,4	31,97	0,792	134	3,082	168,33	0,241
700	147,7	35,99	0,791	168	3,245	210,56	0,217
800	171,0	39,81	0,793	205	3,404	257,50	0,196
900	196,5	44,13	0,798	247	3,555	308,33	0,179
100	222,1	47,86	0,800	291	3,709	368,89	0,165
Ацетон (C ₃ H ₆ O)							
0	9,7	6,86	0,386	–	1,256	–	–
100	17,3	9,41	0,840	5,07	1,537	6,06	1,87
200	26,9	12,06	0,806	8,22	1,788	10,22	1,47
300	38,6	14,71	0,774	12,1	2,022	15,67	1,22
400	52,1	17,36	0,743	16,9	2,236	22,64	1,03
500	67,5	20,00	0,720	22,3	2,428	30,83	0,901
600	84,7	22,75	0,695	28,3	2,587	40,83	0,799
Бензол (C ₆ H ₆)							
0	9,2	6,98	0,716	–	0,943	–	–
100	17,3	7,21	0,554	3,74	1,325	5,11	2,55
200	28,1	12,28	0,719	5,99	1,676	8,36	2,01
300	41,6	14,64	0,688	8,80	1,956	12,83	1,66
400	57,6	17,20	0,652	12,1	2,183	18,72	1,41
500	76,4	19,76	0,614	15,9	2,369	26,22	1,23

600	96,3	22,31	0,585	20,4	2,524	35,00	1,09
-----	------	-------	-------	------	-------	-------	------

Таблиця Г6 - Фізичні властивості трансформаторного масла [1]

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	8,14	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	7,83	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	7,56	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	7,28	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	7,03	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	6,80	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	6,58	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	6,36	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	6,17	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	6,00	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	5,83	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	5,67	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	5,50	15,7	1,92	7,40	34,9

Таблиця Г7 - Фізичні властивості рідкого аміаку в стані насичення [1]

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	Pr
-40	690,0	4,442	0,629	—	17,28	1,95
-30	677,7	4,47	0,608	0,355	18,32	1,77
-20	665,0	4,410	0,585	0,304	19,32	1,56
-10	652,0	4,549	0,563	0,264	20,25	1,38
0	638,6	4,594	0,540	0,245	21,12	1,33
10	624,7	4,646	0,518	0,234	22,54	1,31
20	610,3	4,706	0,494	0,227	23,86	1,32
30	595,2	4,777	0,472	0,222	25,66	1,335
40	579,5	4,860	0,449	0,216	33,14	1,33

Таблиця Г8 - Коефіцієнт теплопровідності (λ , Вт/(м °C)) металів і сплавів [1]

Найменування металу	Температура, °C							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Алюміній	202	—	206	229	272	319	371	422
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	—	117		149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	—	109	134	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	—	107	110	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	—	120	113	152	169	186	200
Мідь (99,9%)	393	—	385	137	371	365	359	354
Сталь м'яка	63	—	57	52	46	42	36	31

Таблиця Г9 - Коефіцієнт теплопровідності сталей (λ , Вт/(м·°C)) [1]

Найменування і марка сталі	Температура, °C								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Вуглецева 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	—	—	—
Вуглецева 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	—	—	—
Хроммолібденова X10C2M	18,4	—	21,7	—	—	24,6	25,5	—	—
Хромнікельвольфрамова 4X14NB2M	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	—	—	—
Хромонікелева 1X18Н9Т*	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	—
Хромонікелева X25Н20С2	14,6	—	—	—	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромиста нержавіюча:									
1X13 (Ж ₁)	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	—	—	—
2X13 (Ж ₂)	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3X13 (Ж ₃)	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	—	—
4X13 (Ж ₄)	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	—	—
X17 (Ж ₁₇)	24,4	—	—	—	—	—	—	—	—
X28 (Ж ₂₇)	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	—	—	—

Примітка: * Значення λ для різних зразків сталі 1X18Н9Т змінюються в межах ± 20 %. Тут приведені середні значення λ .

ДОДАТОК Д ТЕПЛООБМІННИКИ КОЖУХОТРУБЧАТІ

Теплообмінники кожухотрубчаті з титану



Апарати призначені для нагріву і охолодження рідких і газоподібних середовищ в технологічних процесах хімічної, нафтохімічної і суміжних галузях промисловості при температурі навколишнього повітря від - 30 С до + 40 С.

Робоча температура від - 30 С до + 30 С. Робоче середовище - токсичне, пожеже небезпечне, вибухонебезпечне. Робочий тиск - для апаратів типа ТН - 1,0 МПа (10 кгс/см) 1,6 МПа (16 кгс/см) ТК - 1,0 МПа (10 кгс/см).

Структура умовного позначення теплообмінника

Апарат	
XXX	Діаметр кожуха теплообмінника
-X	Т - теплообмінник
X	Н - нерухомі трубні ґрати, К - з компенсатором
X	В - вертикальний, Г - горизонтальний
-X	I виконання, II виконання, III виконання
-XX	Умовний тиск в кожусі
-XX	Умовний тиск в трубах
-XX	Виконання за матеріалом * МТ20; МТ10
/XX	Діаметр теплообмінної труби (25x2;38x2)
-X	Довжина труби
-X	Число ходів по трубах 1,2,4,6

*МТ 20 титанового виконання теплообмінника, МТ 10 вуглецевого виконання камери і кришок.

Приклад умовного позначення: теплообмінник діаметром кожуха 400 мм, з компенсатором, вертикальний, II виконань, тиск умовний в кожусі і трубах - 10

кгс/см, виконання за матеріалом МТ10, з теплообмінними трубами діаметром 25 мм, довжиною труби 3 метри, з числом ходів по трубах – 2:

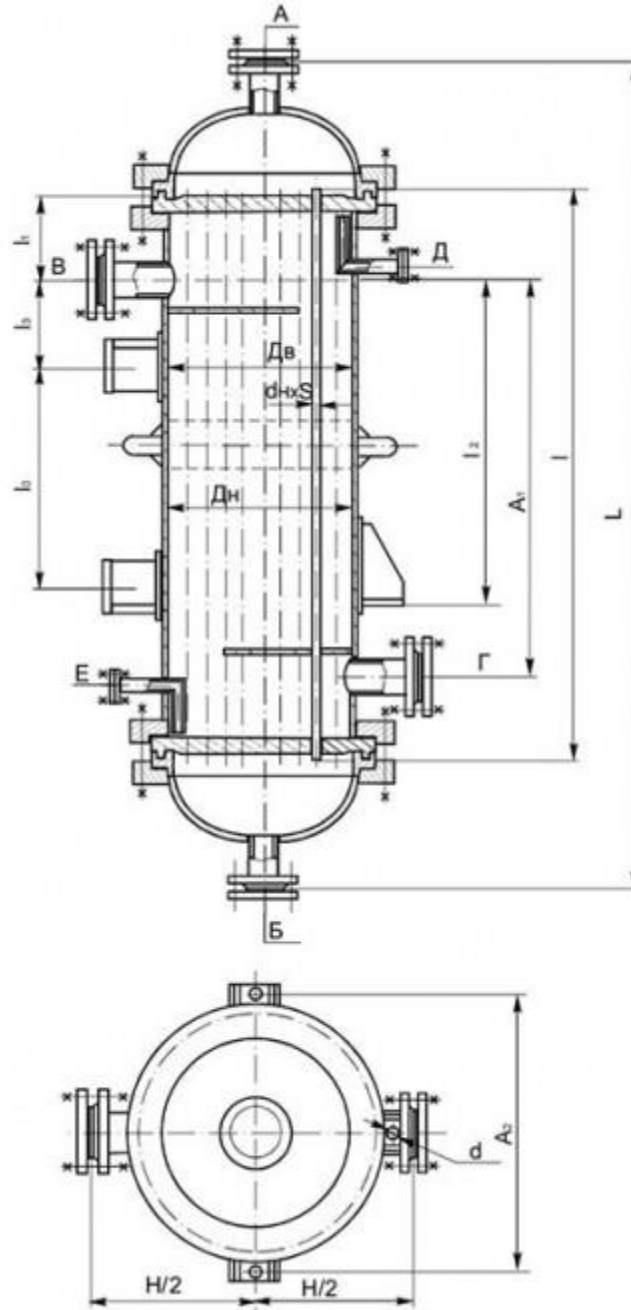
Теплообмінник 400 ТКВ - II - 10 - 10 - МТ10/25 - 3 - 2.

Окрім теплообмінників, вказаних в таблиці, завод може спроектувати і виготовити по технічних завданнях замовника і за узгодженням із заводом теплообмінники з діаметрами корпусів менше 273 мм і більше 800 мм з врахуванням додаткових вимог замовника.

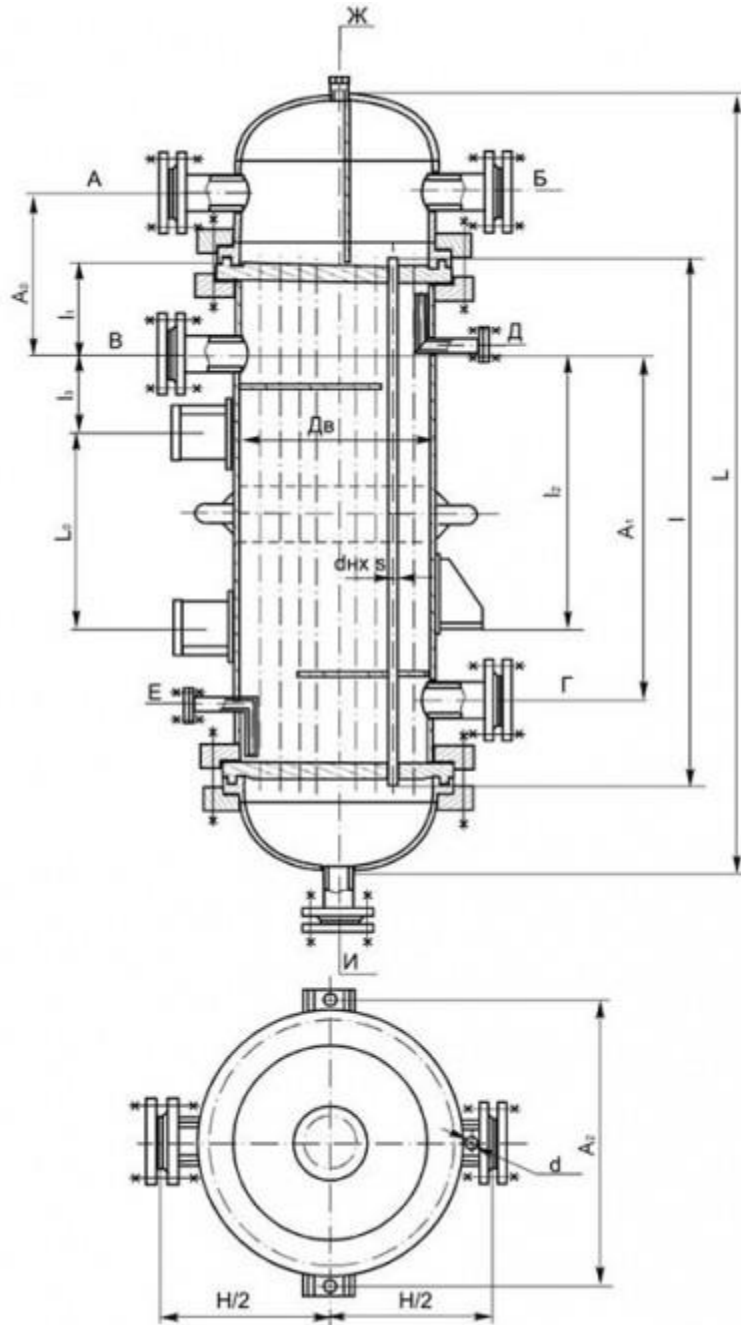
Таблиця штуцерів (в міліметрах)

Умовне позначення	Призначення	I виконання				II та III виконання		
		Дн273 Дн325	Дв400	Дв600	Дв800	Дв400	Дв600	Дв800
		ДУ						
А	Вхід (вихід) продукту	80	100	150	200	100	150	200
Б	Вхід (вихід) продукту	80	100	150	200	100	150	200
В	Вхід (вихід) продукту	100	150	200	250	150	200	250
Г	Вхід (вихід) продукту	100	150	200	250	150	200	250
Д	Воздушка	-	20	20	20	20	20	20
Е	Злив	-	20	20	20	20	20	20
Ж	Воздушка	-	-	-	-	20	20	20
И	Технологічний	-	-	-	-	50	50	50

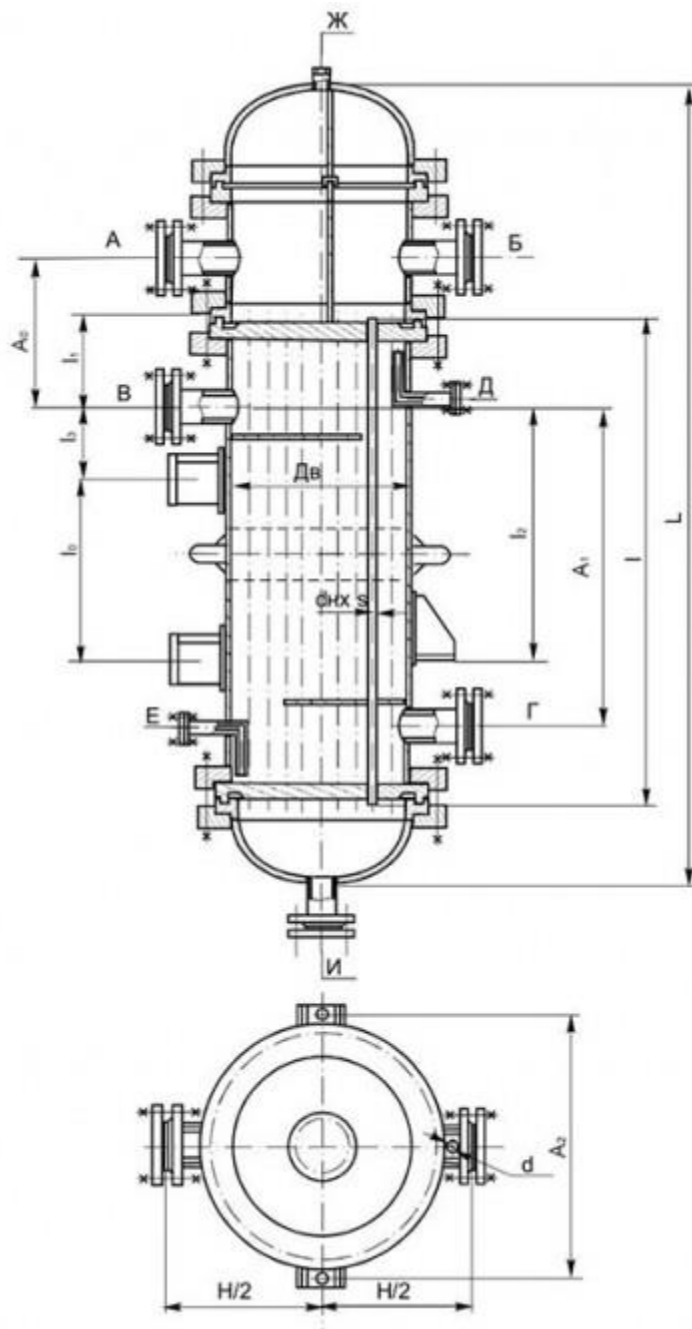
Виконання І



Виконання II



Виконання III



Основні розміри апаратів

Таблиця в міліметрах

Діаметр кожуха		Поверхня теплообміну, м ²	Сортамент труб, d _{нх} S	Кількість труб	l	l ₀	l ₁	l ₂	l ₃	H	L			A ₁	A ₂	A ₀	d	Маса, кг	
Дн	Дв										I вик.	II вик.	III вик.					P _y =10	P _y =16
273		5,0	25x2	42	1500	650	220	800	400	544	2115			1060	530		16	190	205
		6,5			2000	800		1200	500		2515			1560				215	235
		8,0			2500	1150		1300	550		3015			2060				245	260

325		9,9	61	3000	1500	220	1500	650	584	3515			2560	580	16	270	290	
		7,0		1500	650		800	400		2035		1050	245			275		
		9,5		2000	800		1200	500		2535		1550	285			310		
		12,0		2500	1150		1350	550		3035		2050	320			345		
		14,5		3000	1500		1500	650		3535		2550	360			380		
		19,5		4000	2000		1800	800		4535		3550	430			455		
	400	18,5	119	2000	800	215	1200	500	726	2600	2685	2665	1550	665	440	16	620	650
		23,0		2500	1150		1350	550		3100	3185	3165	2050				680	715
		28,0		3000	1500		1500	650		3600	3685	3665	2550				750	780
		37,0		4000	2000		1800	800		4600	4685	4665	3550				880	910
	600	42,0	269	2000	800	265	1200	500	1060	2770	2860	2935	1450	870	550	24	1160	1290
		53,0		2500	1150		1350	550		3270	3360	3435	1950				1300	1430
		63,0		3000	1500		1500	650		3770	3860	3935	2450				1430	1560
		84,5		4000	2000		1800	800		4770	4860	4935	3450				1690	1830
	800	80,0	511	2000	800	290	1200	500	1254	2285	3060	3055	1400	1145	630	24	1960	2350
		100,0		2500	1150		1350	550		3385	3560	3555	1900				2210	2610
		120,0		3000	1500		1500	650		3885	4060	4055	2400				2450	2850
		160,0		4000	2000		1800	800		4885	5060	5055	3400				2910	3350
	800	50,0	211	2000	800	38x2	1200	500	1254	2885	3060	3055	1400	1145	630	24	1690	2080
		63,0		2500	1150		1350	550		3385	3560	3555	1900				1870	2260
		75,5		3000	1500		1500	650		3885	4060	4055	2400				2050	2440
		100,0		4000	2000		1800	800		4885	5060	5055	3400				2370	2810

Теплообмінники кожухотрубчаті з нерухомими трубними ґратами



Апарати призначені для нагріву і охолодження рідких і газоподібних середовищ при температурах теплообмінних середовищ від - 20 С до + 30 С в технологічних процесах нафтовій, хімічній, нафтохімічній і газовій галузях промисловості.

Умовний тиск 1,0 МПа (10 кгс/см); 1,6 МПа (16 кгс/см); 2,5 МПа (25 кгс/см).

Розміщення отворів під труби в трубних ґратах і перегородках - по вершинах трикутників.

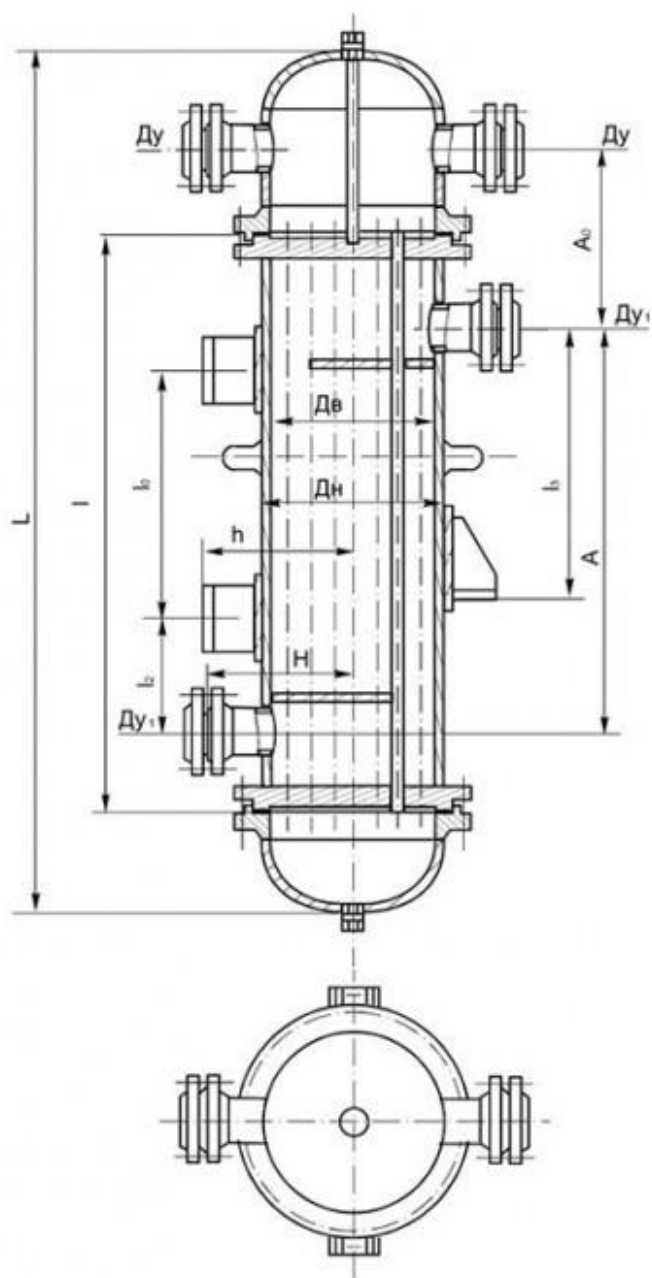
Структура умовного позначення апарату

Апарат	
XXX	Діаметр кожуха апарата
- X	Т – Теплообмінник
X	Н – нерухомий; К – з компенсатором
X	В – вертикальний, Г - горизонтальний
- X	Умовний тиск в трубах, кожусі
- X	Виконання по матеріалу
/X	Діаметр теплообмінної труби: 20х2,25х2
- X	Довжина теплообмінної труби в метрах
- X	Число ходів по трубам
- X	Кліматичне виконання, У - помірне

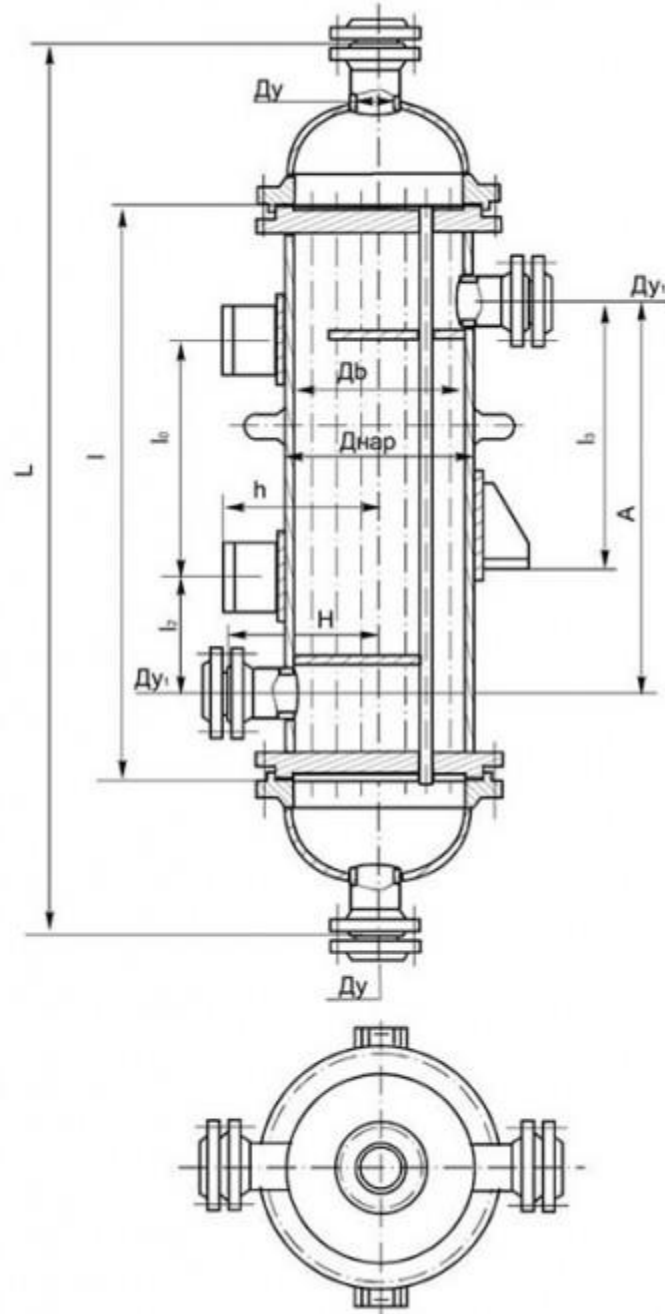
Приклад умовного позначення: теплообмінник (Т) типа (Н) горизонтальний (Г), з кожухом діаметром 325 мм на умовний тиск в трубах і кожусі 2,5 МПа, виконання за матеріалом М1, з гладкими теплообмінними трубами (Г) діаметром 25 мм, завдовжки 3 м, 2-х ходового, кліматичного виконання У.

Теплообмінник 325 ТНГ-2,5-М 1/25 Г-3-2У

Апарат кожухотрубчатий з нерухомими трубними ґратами багатোধовий



Апарат кожухотрубчатий з нерухомими трубними ґратами одноходовий



Основні розміри апаратів

Таблиця в міліметрах

Дн	Дв	Тиск Ру МПа	L при числі ходів		l ⁰	A	Ду при числі ходів			Ду ¹	H	a	A ⁰	l ²	l ³	Поверхня теплообміну при числі ходів і діаметрі труб, м ²						Маса при числі ходів і діаметрі труб, кг					
																1		2		4		1		2		4	
			1	2,4			1	2	4							20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2
159	1,6	1000	1370		350	620	80			80	215	159		200	400	1,0	1,0					170	170				
			1500		650	1120								400	800	1,5	1,5					195	190				
	2,5	2000	2370		800	1620								500	1200	2,5	2,0					215	210				
			3000		1500	2620								800	1500	3,5	3,0					265	255				
273	1,6	1000	1450	-	350	600	100	-		100	272	241	-	250	400	4,0	3,0	-	-			295	275	-	-		
		1500	1950		650	1100								350	800	6,0	5,0					365	345				
		2000	2450		800	1600								500	1200	8,5	6,5					435	410				
		3000	3450		1500	2600								650	1500	12,5	10,0					575	535				
	2,5	1000	1500		350	570								250	400	4,0	3,0					355	345				
		1500	2000		650	1070								350	800	6,0	5,0					425	415				
		2000	2500		800	1570								500	1200	8,5	6,5					495	475				
		3000	3500		1500	2570								600	1500	12,5	10,0					630	600				
	1,6	1500	2200		2170	650	1050	100		100	298	290	440	350	800	9,5	7,5	8,5	6,5			540	510	540	510		
		2000	2700		2670	800	1550							500	1200	12,5	10,0	11,0	9,0			605	570	605	570		
		3000	3700		3670	1500	2550							650	1500	19,0	15,5	17,0	13,0			740	960	740	960		
		4000	4700		4670	2000	3550							800	1800	25,0	19,5	22,5	17,5			900	820	900	820		
325	1,6	2000	2790	2770	800	1550	150	150		150	363	349	455	500	1200	22,0	16,5	20,5	16,5			980	880	1020	960		
		3000	3790	3770	1500	2550								500	1500	33,5	25,0	31,0	23,0			1230	1140	1250	1190		
	2,5	4000	4790	4770	2000	3550								800	1800	44,5	33,5	41,0	30,5			1540	1400	1500	1390		
		6000	6790	6770	3000	5550								1200	1800	66,5	50,5	61,5	46,0			1960	1860	2030	1870		
	1,6	2000	2940	2910	800	1500								400	1200	51	41	48	38	44	34	1570	1360	1520	1350	1520	1350
		3000	3940	3910	1500	2500								500	1500	77	62	73	58	66	51	2030	1830	1920	1810	1920	1810
		4000	4840	4910	2000	3500								800	1800	102	82	97	77	88	68	2540	2440	2350	2180	2350	2180
		6000	6840	6910	3000	5500								1200	1800	154	124	146	116	132	101	3540	3180	3470	2900	3470	2900
		2000	2950	2950	800	1450								400	1200	51	41	48	38	44	34	1710	1550	1870	1710	1870	1710
		3000	3950	3950	1500	2450								500	1500	77	62	73	58	66	51	2250	2010	2400	2180	2400	2180
600	2,5	4000	4950	4950	2000	3450								800	1800	102	82	97	77	88	68	2760	2550	2920	2630	2920	2630
		6000	6950	6950	3000	5450								1200	1800	154	124	146	116	132	101	3840	3470	3980	3450	3980	3450

Продовження таблиці в міліметрах

Дн	Дв	Тиск Ру МПа	1		L при числі ходів	А			Ду при числі ходів	Ду ¹	Н	а	А ⁰	l ²	Поверхня теплообміні при числі ходів і діаметрі труб, м ²						Маса при числі ходів і діаметрі труб, кг					
			1	2,4		1	2	4													1		2		4	
															20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2	20x2	25x2
800	1,0	2000	3070	3160	800	1450							400	1200	92	74	80	71	83	61			2630	2300	2670	2520
		3000	4070	4160	1500	2450							600	1500	140	112	135	106	125	97			3550	3160	3500	3240
		4000	5070	5160	2000	3450							800	1800	186	149	179	142	166	129			4280	3760	4330	3960
		6000	7070	7160	3000	5450							1200	1800	279	224	268	213	249	193			6000	5420	6010	5380
	1,6	2000	3140	3190	800	1410	250	200	-	250	627	608	400	1200	92	74	80	71	83	61	-	-	2770	2320	2870	2720
		3000	4140	4190	1500	2410							600	1500	140	112	135	106	125	97			3620	3280	3750	3450
		4000	5140	5190	2000	3410							800	1800	186	149	179	142	166	129			4530	4040	4630	4180
		6000	7130	7190	3000	5410							1200	1800	279	224	286	213	249	193			6300	5460	6310	5620
	2,5	2000	3220	3225	800	1400							400	1200	92	74	80	71	83	61			3180	2920	3170	2870
		3000	4220	4225	1500	2400							600	1500	140	112	135	106	125	97			4130	3730	4150	3680
		4000	5220	5225	2000	3400							800	1800	186	149	179	142	166	129			5080	4570	5080	4500
		6000	7220	7225	3000	5400							1200	1800	279	224	286	213	249	193			7000	6350	6970	6120
1000	0,6 1,0	3000	4170	4260	1500	2350							400	1500	221	176	214	169	202	157	197	151	5250	4760	5310	4700
		4000	5170	5260	2000	3350							600	1800	295	235	286	226	269	209	262	202	6570	5960	6600	5800
		6000	7170	7260	3000	5350							1200	1800	442	235	429	338	404	314	393	302	9130	8000	9170	8000
	1,6	3000	4180	4260	1500	2350	300	200	150	300	729	722	400	1500	221	528	214	169	202	157	197	151	5780	5190	5600	5050
		4000	5180	5260	2000	3350							600	1800	295	176	286	226	269	209	262	202	6950	6110	7100	6200
		6000	7180	7260	3000	5350							1200	1800	442	235	429	338	404	314	393	302	9990	8500	9770	8450
	2,5	3000	4240	4320	1500	2300							400	1500	221	352	214	169	202	157	197	151	6280	5810	6250	5700
		4000	5240	5320	2000	3300							600	1800	295	528	286	226	269	209	262	202	7730	6980	7650	7200
		6000	7240	7320	3000	5300							1200	1800	442	176	429	338	404	314	393	302	10650	9500	10400	9600
1200	0,6	4000	5300	5430	2000	3200							700		427	340	417	329	397	310	388	301	9670	8550	9920	8800
	1,0	6000	7300	7430	3000	5200							1200		641	510	625	494	595	464	582	451	13030	11350	13230	11550
	1,6	4000	5350	5460	2000	3200	350	250	200	350	831	822	700	1800	427	340	417	329	397	310	388	301	9800	8600	10000	9000
		6000	7350	7460	3000	5200							1200		641	510	625	494	595	464	582	451	13600	11900	13650	12000
	2,5	4000	5380	5460	2000	3200							700		427	340	417	329	397	310	388	301	11320	10200	11670	10550
		6000	7380	7460	3000	5200							1200		641	510	625	494	595	464	582	451	15545	13865	15605	14000

Апарати теплообмінні кожухотрубчаті з плаваючою голівкою



Теплообмінні апарати призначені для нагріву і охолодження рідких і газоподібних середовищ в технологічних процесах нафтопереробної, хімічної, нафтохімічної і газової промисловості.

Температура теплообмінних середовищ від мінус 30 °С до +300 °С

Робоче середовище - вибухонебезпечне, пожеже небезпечне і середовища, що відносяться до 1-4 класу небезпеки.

Умовний тиск 1,0 МПа (10 кгс/см²) ; 1,6 МПа (16 кгс/см²) ; 2,5 МПа (25 кгс/см²)

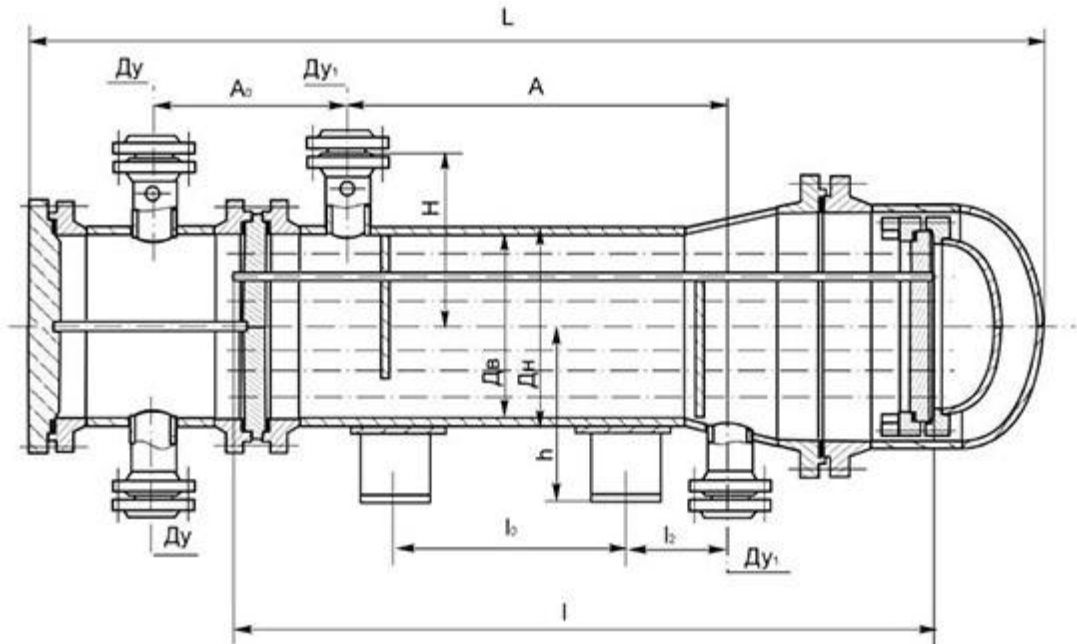
Структура умовного позначення теплообмінника

Апарат	
XXX	Діаметр кожуха теплообмінника
- X	Т – Теплообмінник
X	П – з плаваючою голівкою
X	Г – горизонтальний
- X	Умовний тиск в кожусі і трубах
- X	Виконання за матеріалом
/ X	Виконання за матеріалом: 20х2,25х2
- X	Довжина теплообмінної труби 3000, 6000.
- X	Число ходів по трубах (2, 4, 6)
- X	Кліматичне виконання, У - помірне

Приклад умовного позначення: теплообмінник (Т) з плаваючою голівкою (П), горизонтальний(Г), з внутрішнім діаметром кожуха 600 мм, на умовний тиск в кожусі і трубах 1,6 МПа, матеріального виконання М1, з гладкими теплообмінними трубами (Г) діаметром 25 мм і довжиною труб 6 м, двоходового по трубному простору, кліматичного виконання У, з деталями кріплення теплоізоляції (І).

Теплообмінник 600 ТПГ-1,6-М 1/25 Г-6-2-У-І.

Апарат теплообмінний кожухотрубчатий з плаваючою голівкою



Основні розміри апаратів

Таблиця в міліметрах

Діаметр кожуха		Тиск РУ МПа	1	L	l ⁰	A	Ду при числі ходів		Ду ¹	H	h	A ⁰	l ²	Поверхня теплообміну при числі ходів і діаметрі труб, м ²				Маса при числі ходів і діаметрі труб, кг													
														2		4		2		4											
Дн	Дв						2	4						20х2	25х2	20х2	25х2	20х2	25х2												
325	-	2,5	3000	3690	1500	2350	100	-	100	300	292	450	400	13	10	-	-	920	900	-	-										
			6000	6690	3000	5350							1100	26,5	20,5			1380	1300												
426	400	2,5	3000	3695	1500	2250							357	352	500			400	23			19	-	-	1290	1260	-	-			
			6000	6695	3000	5250							1100	45,5	38			1980	1940												
530	500	2,5	3000	3835	1500	2200	150	-	150	477	472	550	400	39	31	-	-	1910	1860	-	-										
			6000	6835	3000	5200							1100	78,5	62			2900	2800												
630	600	1,6	6000	6900	3000	5100							200	150	200			530	525			600	1100	117	96	107	87	3940	3700	3810	3600
		2,5	6000	6900	3000	5100																	1100	117	96	107	87	4100	3860	3970	3750
	800	1,0	6000	7465	3000	5100	250	200	250	677	612	700	1100	213	176	200	164	6750	6450	6550	6350										
		1,6	6000	7465	3000	5100							1100	213	176	200	164	7000	6790	6700	6450										
		2,5	6000	7505	3000	5100							1100	213	176	200	164	7500	7100	7400	7050										
		1,6	6000	7165	3000	5000							712	750	950	348	285	330	267	10700	9950	10480	970								
	100	2,5	6000	7640	3000	5000	300	779	716	750	950	348	285	330	267	11300	10600	11050	10300												