

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**



МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання
курсної роботи
з навчальної дисципліни

**«ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОМАСООБМІН
В УСТАНОВКАХ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ»**

за темою

**«РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В УСТАНОВКАХ
З ВІДНОВЛЮВАНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ»**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
усіх форм навчання зі спеціальності*

*141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка,
освітньої програми «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії»)*

**Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2022**

Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Термодинаміка та тепломасообмін в установках альтернативної енергетики» за темою «Розрахунок теплових процесів в установках з відновлювальними джерелами енергії» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти усіх форм навчання зі спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка, освітньої програми «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : О. В. Сенецький, Я. Б. Форкун. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2022. – 55 с.

Укладачі: д-р техн. наук, доц. О. В. Сенецький,
канд. техн. наук, доц. Я. Б. Форкун

Рецензент

Д. В. Тугай, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри альтернативної електроенергетики та електротехніки Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

Методичні рекомендації складено з метою допомогти студентам спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка освітньої програми «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії», навчити їх здійснювати пошук термодинамічних властивостей робочих тіл у довідковій літературі та застосовувати ці знання при проведенні розрахункових досліджень теплообмінного устаткування під час виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Термодинаміка та тепломасообмін в установках альтернативної енергетики».

У методичних рекомендаціях наведено методику теплового повіркового та конструктивного розрахунків теплообмінних апаратів, надано опис особливостей конструкцій та принципів роботи різних типів теплообмінників.

Розглянуто приклади розрахунку кожухотрубних теплообмінних апаратів водоводяного, газоповітряного типів та теплообмінника зі зміною агрегатного стану робочого тіла, коли у якості джерела первинної енергії використовується сонячна теплогенеруюча установка, установка на біопаливі тощо.

Рекомендовано кафедрою альтернативної електроенергетики та електротехніки, протокол № 10 від 22 лютого 2022 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	5
2 ПРИНЦИПИ КОНСТРУЮВАННЯ.....	8
3 ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ.....	9
3.1. Загальні рекомендації.....	9
3.2. Напрямок руху теплоносіїв.....	9
3.3 Вибір труб.....	10
4 ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ.....	16
4.1 Визначення середнього температурного напору.....	17
4.2 Визначення коефіцієнта теплопередачі.....	18
4.3 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі.....	18
5 ГІДРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА.....	25
6 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ РІЗНОГО ТИПУ.....	27
6.1 Приклад 1 «Теплообмінник типу «труба в трубі».....	27
6.2 Приклад 2 «Теплообмінник повітряний».....	34
6.3 Приклад 3 «Теплообмінник з фазовим переходом робочого тіла».....	39
ВИСНОВКИ.....	46
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	47
ДОДАТКИ.....	48

ВСТУП

Теплообмінні апарати застосовують як окремі агрегати або елементи енергетичних і технологічних установок в різних галузях народного господарства (промисловості, сільського господарства та ін.).

Курсова робота з дисципліни «Термодинаміка та тепломасообмін в установках альтернативної енергетики» включає в себе тепловий та гідродинамічний розрахунки одного з рекуперативних теплообмінних апаратів, потужності, необхідної для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику. Для розрахунку пропонуються три типи рекуперативних теплообмінних апаратів з різними схемами руху теплоносіїв.

Вибір варіантів завдання слід проводити за останніми та передостанніми цифрами залікової книжки згідно додатків Д, Е та Ж.

Для успішної підготовки та виконання курсової роботи необхідно:

- уважно ознайомитися з вмістом завдань, виписати їх для себе, вставляючи в загальний текст чисельні значення вихідних даних з відповідних таблиць;
- згідно конспекту лекцій та списку рекомендованих джерел вивчити теоретичний матеріал відповідних тем, звертаючи особливу увагу на методики практичних розрахунків та опис підходів до розрахунку теплових процесів у теплообмінному устаткуванні;
- провести попередній розрахунок завдань за допомогою обчислювальної техніки, дотримуючись послідовності розрахунків і самоперевірок, як показано в приведених нижче прикладах;
- якщо при підготовчій роботі та в процесі розрахунків виникають питання або незрозуміння, студенту необхідно звертатися до викладача за консультацією.

Основні вимоги до оформлення звіту з курсової роботи:

- звіт повинен починатися з титульного аркушу, друга сторінка – «Зміст», завершується звіт списком використаних джерел;
- звіт повинен бути надрукований на аркушах формату А4;
- кожен рисунок повинен супроводжуватися розгорнутим підписом;
- розрахункові формули повинні супроводжуватися лаконічними поясненнями, що включають і повну розшифровку всіх прийнятих умовних позначень;
- всі розрахунки оформляються в розгорнутому вигляді, а саме, спочатку записується формула, далі знак рівності та чисельні значення всіх параметрів, що включені до формули в тій же послідовності, як вони стоять у формулі, далі знак рівності та результат обчислення і його розмірність, якщо це розмірна величина;
- всі довідкові величини і окремі найважливіші теоретичні положення повинні супроводжуватися посиланнями на використані літературні джерела.

1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінний апарат – пристрій, в якому здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого для здійснення різних теплових процесів, наприклад, нагрівання, охолодження, кипіння, конденсації або більш складних фізико-хімічних процесів, таких, як сушка, зволоження, ректифікація, абсорбція і т. д.

За принципом дії теплообмінні апарати поділяють на дві великі групи – поверхневі та змішувальні апарати. До першої групи, в свою чергу, відносять рекуперативні та регенеративні апарати.

У рекуперативних апаратах теплопередача між гріючим і тим, що нагрівається, середовищами здійснюється через розділяючу стінку. Напрямок теплового потоку в рекуператорах, як правило, не змінюється в часі, а процес теплообміну може протікати як без зміни агрегатного стану потоків, так і зі зміною обох або одного з робочих середовищ.

Класифікація рекуперативних апаратів наступна (далі – РА):

- за родом теплоносіїв в залежності від їх агрегатного стану РА бувають паро-рідинні, рідинно-рідинні, газорідинні, парогазові;
- за конфігурацією поверхні теплообміну РА поділяють на трубчасті апарати з прямими трубками, спіральні, пластинчасті, змієвикові, ребристі, сітчасті;
- за компонуванням поверхонь теплообміну розрізняють РА типу «труба в трубі» та кожухотрубні апарати.

Рекуперативні апарати можуть бути класифіковані за призначенням (підігрівачі, холодильники і т. ін.), за взаємним напрямком потоків робочих середовищ (прямотечія, протитечія, змішана течія і т. ін. – рис. 1.1), за матеріалом поверхні теплообміну, за числом ходів теплоносіїв і т.д.

Рекуперативні апарати здебільшого працюють в стаціонарних умовах.

Конструкції рекуперативних теплообмінних апаратів, що застосовуються в системах теплогазопостачання, вентиляції та кондиціонуванні приміщень, різноманітні. До них відносять:

- водоводяні і пароводяні підігрівачі;
- парогенератори;
- деараційні установки;
- економайзери;
- підігрівачі повітря;
- конденсатори;

- холодильники;
- випарники;
- калорифери.

У регенераторах одна і та ж поверхня теплообміну через певні проміжки часу омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. У цих апаратах теплота, передана від одного з теплоносіїв твердому заповнювачу каналу, акумулюється їм, а потім віддається другому теплоносію, коли настає його черга руху через апарат. Головним елементом регенераторів, що визначає в основному ефективність їх роботи, є насадка. Насадки конструюють таким чином, щоб утворити велике число звивистих каналів, що дозволяє інтенсифікувати процес теплообміну і зробити апарат компактним.

Відомі два основних типи регенераторів. В одному з них твердий матеріал насадки залишається нерухомим, в іншому – тверда насадка постійно обертається і по черзі проходить відсіки, через які пропускаються теплоносій, що гріє, і теплоносій, який обігрівається. Вони виконуються з протитечійною односпрямованою і перехресною течією теплоносіїв.

Регенеративні апарати знайшли широке застосування в енергетичних установках при підігріві живильної рідини.

У змішувальних апаратах теплопередача здійснюється при безпосередньому контакті та змішуванні гарячого і холодного теплоносіїв. Типовим прикладом таких теплообмінників є градирні теплових електричних станцій, кондиціонери та ін.

У теплообмінних апаратах з внутрішніми джерелами енергії застосовуються не два, як зазвичай, а один теплоносій, який відводить теплоту, виділену в самому апараті. Прикладом таких апаратів служать ядерні реактори, електронагрівачі, котли та інші пристрої.

Оскільки з теплотехнічної точки зору всі апарати мають одне призначення – передачу теплоти від одного теплоносія до іншого, це і визначає ті загальні положення, які лежать в основі теплового розрахунку будь-якого теплообмінного апарату.

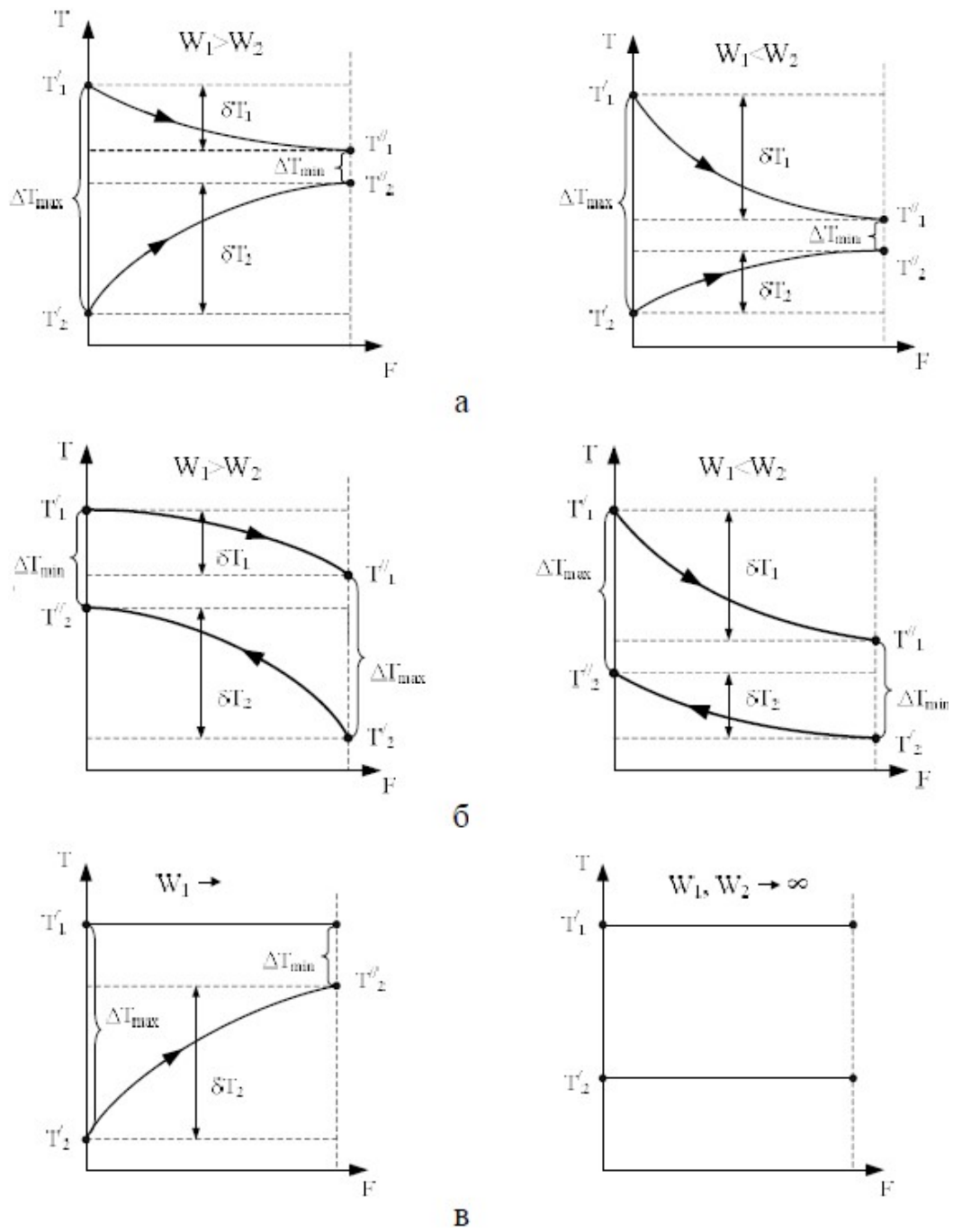


Рисунок 1.1 – Зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну: а – при прототечії; б – при протитечії; в – при зміні агрегатного стану теплоносіїв

2 ПРИНЦИП КОНСТРУЮВАННЯ

При конструюванні теплообмінних апаратів для подальшої надійної його роботи слід дотримуватися наступних критеріїв.

Першим критерієм надійної роботи теплообмінного апарата повинно бути забезпечення безаварійної роботи від одного профілактичного ремонту до іншого при заданих обмеженнях за перепадом тисків і незалежно від збільшення відкладень на поверхні теплообміну.

Другий критерій полягає в тому, що теплообмінник повинен задовольняти умовам, загальним для всього обладнання. Сюди входять механічні напруги, навантаження, збірка, запуск, зупинка та інші операції, пов'язані з можливими аварійними ситуаціями. Також матеріал і конструкція апарату повинні не допускати виникнення корозії від впливу теплоносіїв і навколишнього середовища.

Третій критерій – можливість періодичного ремонту теплообмінника, що включає в себе очищення поверхонь теплообміну, заміну трубок, ущільнень та інших елементів конструкції, схильних до корозії, ерозії, вібрації або старіння.

Четвертий критерій конструювання полягає у тому, що слід враховувати переваги багатосекційного компонування з відсічними клапанами. Це дозволить ремонтувати по черзі кожен секцію без особливого збитку для роботи всього апарату.

П'ятий критерій зводиться до того, що апарат повинен мати мінімально можливу вартість при відповідності вище перерахованим критеріям.

При конструюванні можуть мати місце обмеження на діаметр апарату, довжину, масу або сортамент труб при перевезенні, можливості обслуговування, зберігання запасних труб та ущільнень.

В інженерній практиці використовують два типи теплових розрахунків теплообмінних апаратів – конструктивний і перевірочний [1, 2].

Конструктивний тепловий розрахунок пов'язаний з проектуванням нових апаратів і має кінцевою метою визначення поверхні теплообміну, що забезпечує необхідну теплопродуктивність при заданих температурах і витратах робочих середовищ. Для виконання конструктивного розрахунку виходять з досвіду експлуатації існуючих теплообмінних установок та на підставі результатів дослідно-конструкторських розробок і проведених випробувань обирають тип апарату, його конструктивну схему, схему відносного руху потоків, матеріали для виготовлення конструктивних елементів. Крім того, задаються деякими величинами. До них відносять характерні розміри теплообмінної поверхні (діаметр труб, геометрія розмірів), швидкості руху робочих середовищ, що беруть участь в теплообміні, значення гідравлічних опорів і т. ін.

3 ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

3.1 Загальні рекомендації

При конструюванні теплообмінних апаратів необхідно керуватися такими загальними рекомендаціями.

При виборі розрахункових швидкостей теплоносіїв в трубах апарату треба прагнути до отримання розвиненого турбулентного режиму, тому що це дозволяє підвищити коефіцієнт тепловіддачі. Однак слід пам'ятати, що занадто високі швидкості теплоносія призводять до великих гідравлічних опорів, що небажано. Зазвичай мінімальне значення швидкості теплоносія обирається відповідним початку турбулентного руху теплоносіїв. Для найбільш часто вживаних діаметрів труб, тобто $d = 25; 38; 51$ мм, рекомендуються швидкості руху в них для крапельних рідин 1–3 м/с, а нижча межа швидкості для більшості рідин становить 0,06–0,3 м/с. Для малов'язких рідин швидкість, відповідна числу $Re = 1 \times 10^4$, не перевищує 0,2–0,3 м/с. Для в'язких рідин турбулентність потоку досягається при значно більших швидкостях, тому при розрахунках доводиться допускати перехідний або навіть ламінарний режим течії.

Для газів при атмосферному тиску допускаються швидкості руху в трубах до 25 м/с, а масові швидкості становлять 15–20 кг/(м²·с), для насичених парів при конденсації рекомендуються швидкості руху до 10 м/с.

Швидкість газу в міжтрубному просторі приймають в межах 5–10 м/с за умови тиску $P = 0,1–0,15$ МПа.

У вхідних і вихідних патрубках теплообмінних апаратів рекомендують такі швидкості руху:

- 1,5–3,0 м/с для рідин;
- 1,0–2,0 м/с для конденсату пари, що гріє;
- 20–30 м/с для насиченої пари;
- 40–80 м/с для перегрітої пари.

3.2 Напрямок руху теплоносіїв

Вибір робочого середовища, яке направляється по трубах або у міжтрубний простір, слід проводити з урахуванням процесів, що протікають, параметрів потоків, а також факторів конструктивного і гідродинамічного характеру. Так, за умовами міцності потік високого тиску зазвичай направляють всередину труб, що дозволить зменшити масу корпусу апарату. У разі рівного розподілу

тисків теплоносіїв доцільно в міжтрубний простір подавати потік з більш високою температурою.

При виборі напрямку руху теплоносіїв перевагу віддають протитечії та перехресній течії, тому що в цьому випадку питоме теплове навантаження виходить вище, ніж при прямотечії. Крім того, при протитечії холодний теплоносій може бути нагрітий до більш високої температури, ніж за прямоточною схемою апарату.

При кипінні рідини або конденсації пари хоча б з одного боку поверхні теплообміну всі схеми руху принципово рівноцінні.

При виборі поздовжньої або поперечної схеми омивання трубок рідиною треба прагнути до вирівнювання коефіцієнтів тепловіддачі для обох рідин. При цьому слід мати на увазі, що при відношенні $Nu/Pr^{0,4} > 5,8$ вигідніше поздовжнє, а при $Nu/Pr^{0,4} < 5,8$ – поперечне омивання труб.

Ребра поверхні теплообміну застосовують для вирівнювання термічних опорів тепловіддачі в разі, коли з одного боку поверхні теплообміну спостерігаються великі значення коефіцієнта тепловіддачі, а з іншого – малі. Так, наприклад, у водяних економайзерах коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини – $\alpha_2 = 2\ 000\text{--}5\ 000\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, а з боку газу – $\alpha_1 = 10\text{--}30\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Для інтенсифікації теплообміну в таких апаратах збільшують площу поверхні теплообміну з боку газоподібних продуктів згоряння за рахунок її ребрення. Якщо значення $\alpha_1 \cdot F_1 \approx \alpha_2 \cdot F_2$, то ребра виконують з обох сторін.

3.3 Вибір труб

Вибір матеріалу труб залежить від агресивності теплоносіїв. Для неагресивних середовищ при малих тисках і температурах застосовують сталеві безшовні труби з сталей марок 10 та 20. Для агресивних теплоносіїв застосовують безшовні труби з легованих сталей, міді, алюмінію. Діаметр труб залежить від матеріалу і умов роботи, а саме, в'язкості та забрудненості теплоносіїв. При певних умовах роботи застосовують чавунні й керамічні труби. З міркувань зручності виготовлення довжину трубних пучків із сталевих безшовних труб обмежують розміром 6–9 м. За інших рівних умов необхідно прагнути до мінімальної матеріаломісткості апарату.

Рівномірність обтікання пучка труб газом в кожухотрубних теплообмінниках залежить від способу розміщення труб в трубній решітці [3, 4]. Розрізня-

ють такі варіанти розташування труб в корпусі теплообмінного апарату.

На рисунку 3.1 зображено шахове розташування із застосуванням відносних кроків (S_1 – відстань між осями труб у рядку; S_2 – відстань між осями труб ближніх рядів):

$$\frac{S_1}{d} = 1,5 - 3,0; \quad \frac{S_2}{d} = 1,0 - 2,2.$$

Окремим випадком шахового розташування є трикутна схема з розміщенням осей труб у вершинах рівностороннього трикутника, сторона якого $S_1 = S_2$ (рис. 3.2). При цьому досягається розміщення найбільшого числа трубок на одній і тій же площі при одному і тому ж кроці.

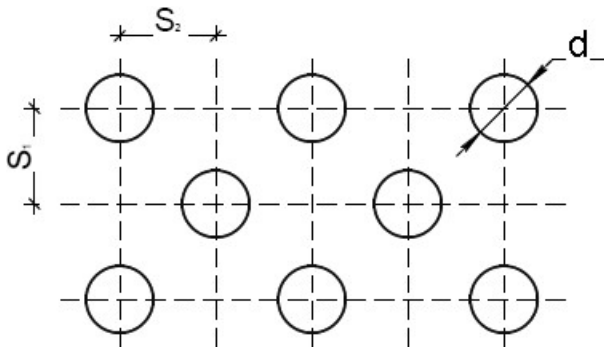


Рисунок 3.1 – Шахове розташування труб у теплообмінному апараті

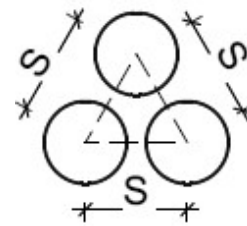


Рисунок 3.2 – Трикутна схема з розміщенням осей труб у теплообмінному апараті

На рисунку 3.3 зображено коридорне розташування із застосуванням відносних кроків:

$$\frac{S_1}{d} = 1,3 - 2,0; \quad \frac{S_2}{d} = 1,3 - 2,0.$$

Розташування трубок за концентричними колами, які розташовані одно від одного на відстані числа S_2 , робиться з кроком S_1 , при чому $S_1 \approx S_2$ (рис. 3.4).

Вибравши тип поверхні теплообміну та напрямок руху теплоносіїв, виробляють компоновку апарату.

Зміст конструктивного розрахунку залежить від особливостей обраної конструкції апарату (трубчастий, пластинчастий, ребристий, спіральний і т. ін.).

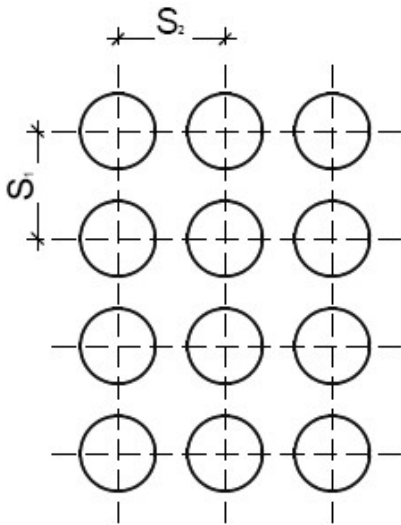


Рисунок 3.3 – Коридорне розташування труб у теплообмінному апараті

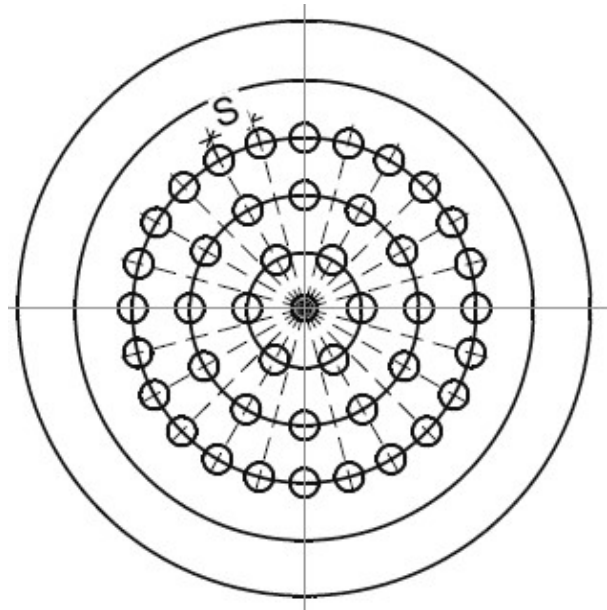


Рисунок 3.4 – Розташування труб у теплообмінному апараті за концентричними колами

Для кожухотрубних апаратів, що мають найбільше поширення в промисловості, по поверхні теплообміну визначають кількість труб, їх розміщення в трубній решітці, діаметр корпусу апарату, число ходів у трубному і міжтрубному просторі та розміри вхідних і вихідних патрубків.

Кількість труб визначають співвідношенням:

$$N = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{розр}} \cdot l}, \quad (3.1)$$

де F – величина поверхні теплообміну, м^2 ;

l – довжина труби, м;

$d_{\text{розр}}$ – розрахунковий діаметр труби, м.

Треба відзначити, що за умови $\alpha_1 > \alpha_2$ приймають $d_{\text{розр}} = d_{\text{зов}}$ ($d_{\text{зов}}$ – зовнішній діаметр труби), за умови $\alpha_1 = \alpha_2$ приймають $d_{\text{розр}} = 0,5 \cdot (d_{\text{зов}} + d_{\text{вн}})$, а за умови $\alpha_1 < \alpha_2$ повинна виконуватись рівність $d_{\text{розр}} = d_{\text{вн}}$ ($d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби).

При компонуванні труб в пучку крок труб S дорівнює $(1,3-1,5) \cdot d_{\text{зов}}$, але не менше, ніж $d_{\text{зов}} + 0,006$.

Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника визначають за наступним рівнянням.

Для одноходових апаратів:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{n}, \quad (3.2)$$

де S – крок труб, м;

n – число трубок в одному ході.

Розрахункове значення діаметра корпусу округлюють до найближчого стандартного, рекомендованого Держстандартами або нормами.

Для багатоходових апаратів внутрішній діаметр визначають зазвичай графічним способом з урахуванням розміщення перегородок. Відстань між трубними дисками (активна довжина трубок) дорівнює:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{зов}} \cdot n \cdot z}, \quad (3.3)$$

де n – число трубок в одному ході;

z – число ходів.

Довжина трубок не повинна перевищувати 6 м. У багатоходових апаратах слід обирати парне число ходів. Якщо в багатоходовому теплообміннику довжина труб виходить вище допустимої, треба змінити або діаметр, або швидкість руху теплоносія, або обидві ці величини.

Повна висота кожухотрубного апарату складається з активної довжини труб і висоти колекторів:

$$H = 1 + 2 \cdot h, \quad (3.4)$$

де h – висота колектора, м.

Висоту колектора обирають з конструктивних міркувань – $h = 0,2-0,4$ м.

Відстань між сегментними перегородками визначають за співвідношенням:

$$h = \frac{F_{\text{мж}}}{D_{\text{вн}} \cdot (l - d_{\text{зов}} / S)}, \quad (3.5)$$

де $F_{\text{мж}}$ – площа поперечного перерізу міжтрубного простору, м².

Ширину перегородок зазвичай приймають рівною $(0,6-0,8) \cdot D_{\text{вн}}$.

Діаметри патрубків d_n залежать від швидкості та витрати теплоносіїв та визначаються за формулами:

$$\frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{G}{\rho \cdot v \cdot \tau}, \quad (3.6)$$

$$d_n = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot v \cdot \tau}}, \quad (3.7)$$

де G – витрата теплоносія, кг/год;

ρ – щільність теплоносія, кг/м³;

v – швидкість теплоносія в патрубку, м/с;

τ – час, с.

Отримана величина d_n округляється до найближчого стандартного значення, рекомендованого Держстандартами або нормами.

Для спірального апарату задаються поверхнею теплообміну F , шириною каналу b , товщиною листів δ і висотою спіралей h .

Крок спіралей визначають за співвідношенням:

$$S = b + \delta. \quad (3.8)$$

Товщина листів δ знаходиться в межах від 2 мм до 8 мм, а ширина каналу b – від 6 мм до 15 мм.

Кожен полувіткок спіралі будують по радіусах r_1 і r_2 , які для перших витків дорівнюють:

$$r_1 = d / 2, \quad (3.9)$$

$$r_2 = d / 2 + S, \quad (3.10)$$

де r_1 – радіус першого полувітка, мм;

d – діаметр першого витка внутрішньої спіралі, який вибирають з конструктивних міркувань, мм;

r_2 – радіус другого полувітка, мм;

S – крок витків, мм.

Радіус першого полувітка r_1 знаходиться в межах від 140 мм до 150 мм.

Довжина спіралі l_0 дорівнює:

$$l_0 = \pi \cdot (d - S) \cdot n + 2 \cdot \pi \cdot S \cdot n^2, \quad (3.11)$$

де n – число витків.

Число витків спіралі визначають за формулою:

$$n = \frac{S-d}{4 \cdot S} + \sqrt{\left(\frac{S-d}{4 \cdot S}\right)^2 + \frac{l_0}{2 \cdot \pi \cdot S}} . \quad (3.12)$$

Зовнішній діаметр спірального апарату дорівнює:

$$D_{\text{зов}} = d + 2 \cdot n \cdot \delta + \delta . \quad (3.13)$$

Висоту спіралі h приймають в межах від 375 мм до 750 мм.

Площу поверхні теплообміну пластинчастого апарату визначають за формулою:

$$F = a \cdot b \cdot (2 \cdot n - 2) \cdot z , \quad (3.14)$$

де a, b – ширина і висота пластин відповідно, м;

n – число пластин;

z – число секцій, од.

Для змієвидного апарату вихідними даними є площа поверхні теплообміну F , зовнішній діаметр труби змієвика $d_{\text{зов}}$, діаметр витка змієвика $D_{\text{зм}}$ і відстань між осями сусідніх витків S . З розрахунку визначають довжину труби, з якої навивають змієвик, за формулою:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{зов}}} . \quad (3.15)$$

Довжину одного витка змієвика визначають за співвідношенням:

$$l_1 = \sqrt{\pi \cdot D_{\text{зм}}^2 + S^2} \cong \pi \cdot D_{\text{зм}} . \quad (3.16)$$

Число витків змієвика дорівнює:

$$n = l / l_1 . \quad (3.17)$$

4 МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

У даній роботі необхідно виконати конструктивний тепловий та гідродинамічний розрахунок теплообмінного апарату, які полягають у визначенні величини його поверхні теплообміну і потужності, необхідної для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику [5].

Тепловий розрахунок заснований на спільному рішенні рівнянь теплового балансу і теплопередачі.

Рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2, \quad (4.1)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника (кількість теплоти, що передається в одиницю часу), Вт;

G_1, G_2 – витрати первинного (гарячого) і вторинного (холодного) теплоносіїв відповідно, кг/с;

$\Delta i_1, \Delta i_2$ – зміна ентальпії первинного і вторинного теплоносіїв відповідно, Дж/кг.

Рівнянню (4.1) можна надати різну форму в залежності від конкретних умов протікання процесу. При теплообміні без фазових перетворень отримаємо:

$$\Delta i = c_{pm} \cdot (t'' - t'), \quad (4.2)$$

де t' і t'' – початкова і кінцева температури теплоносія відповідно, °С;

c_{pm} – середня питома теплоємність теплоносія в інтервалі температур від t'' до t' , Дж/(кг·°С).

При зміні агрегатного стану теплоносія, наприклад, в результаті конденсації насиченої пари, маємо:

$$\Delta i = i'' - i' = r, \quad (4.3)$$

де i'' – ентальпія сухої насиченої пари, Дж/кг;

i' – ентальпія конденсату в стані насичення, Дж/кг;

r – прихована питома теплота пароутворення, Дж/кг.

Рівняння теплопередачі для розрахунку теплообмінників має вигляд:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{сер}, \quad (4.4)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С);

F – поверхня теплообміну, м²;

$\Delta t_{сер}$ – середній температурний напір, °С.

4.1 Визначення середнього температурного напору

Вид розрахункової формули для визначення середнього температурного напору залежить від напрямку руху теплоносіїв, які можуть рухатися по схемі:

- прямотечія;
- протитечія;
- перехресна течія;
- змішана течія.

При прямотечії і протитечії середній температурний напір визначається як середній логарифмічний:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.5)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$ і $\Delta t_{\text{м}}$ – більший і менший температурні напори між теплоносіями на вході та виході з теплообмінника відповідно, °С.

Формула (4.5) при $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,4$ з точністю до 1 % може бути замінена формулою для середнього арифметичного температурного напору:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (4.6)$$

При всіх інших видах руху теплоносіїв $\Delta t_{\text{ср}}$ визначається за формулою:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (4.7)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ – температурна поправка.

Поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ залежить від двох допоміжних величин R та p :

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}; \quad (4.8)$$

$$p = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}, \quad (4.9)$$

де t_1' , t_1'' – температура первинного теплоносія на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника відповідно;

t_2', t_2'' – температура вторинного теплоносія на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника відповідно.

Залежності $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, P)$ розраховані для різних схем руху теплоносіїв та наводяться у [6]. У нашому випадку приймається допущення, що $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

4.2 Визначення коефіцієнта теплопередачі

Якщо товщина стінок труб невелика в порівнянні з діаметром ($d_2/d_1 \leq 2$), то для визначення коефіцієнта теплопередачі можна користуватися формулою для плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.10)$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з зовнішньої та внутрішньої сторін стінки, Вт/(м²·°С);

δ – товщина стінки, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°С).

Забруднення поверхні теплообміну зазвичай враховується коефіцієнтом використання поверхні теплообміну. Дійсний коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$k_{\text{дійсн}} = \psi \cdot k, \quad (4.11)$$

де ψ – коефіцієнт забруднення поверхні, знаходиться в межах від 0,7 до 0,8.

4.3 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі

Тепловіддача при течії рідини в гладких трубах

Для ламінарного режиму течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,15 \cdot Re_p^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} (Gr_p \cdot Pr_p)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_e. \quad (4.12)$$

Для турбулентного режиму течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_e, \quad (4.13)$$

де $Re_p = \frac{v \cdot d}{\nu}$ – критерій Рейнольдса;

$Pr_p = \frac{\nu}{a}$ – критерій Прандтля при середній температурі рідини;

$Pr_{ст}$ – критерій Прандтля при середній температурі стінки;

$Gr_p = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерій Грасгофа при середній температурі рідини.

d – розмір, м;

ν – середня швидкість руху рідини, м/с;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с;

a – коефіцієнт теплопроводності рідини, м²/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення, 1/°С;

$\Delta T = T_p - T_c$ – температурний напір між середньою температурою рідини і середньою температурою стінки, °С;

$\bar{\varepsilon}_e$ – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби.

Тепловіддача при вимушеному поперечному омиванню труб

Тепловіддача при поперечному омиванні одиночної круглої труби може бути розрахована за співвідношеннями:

$$- Nu_p = 0,5 \cdot Re_p^{0,5} \cdot Pr_p^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 5 < Re < 10^3, \quad (4.14)$$

$$- Nu_p = 0,25 \cdot Re_p^{0,6} \cdot Pr_p^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5, \quad (4.15)$$

$$- Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad \text{при } Re = 3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6. \quad (4.16)$$

У формулах (4.14–4.16) за визначальний лінійний розмір прийнято зовнішній діаметр труби, а за визначальну температуру – середню температуру рідини. Виняток становить $Pr_{ст}$, який обирається за середньою температурою стінки труби.

Формули (4.14–4.16) справедливі, якщо кут ψ , складений напрямком потоку і віссю труби, званий кутом атаки, дорівнює 90°. Якщо кут $\psi < 90^\circ$, тепло-

віддача зменшується. Для оцінки її зменшення при $\psi = 30\text{--}90^\circ$ використовують залежність:

$$\alpha_\psi = \alpha_{\psi=90^\circ} \cdot (1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi), \quad (4.17)$$

де $\alpha_\psi, \alpha_{\psi=90^\circ}$ – коефіцієнт тепловіддачі відповідно при $\psi < 90^\circ$ і $\psi = 90^\circ$.

Розглянемо тепловіддачу при поперечному омивання пучків труб.

Найчастіше зустрічаються два основних типи трубних пучків – шаховий та коридорний. Виділяють три основні режими омивання і тепловіддачі в трубних пучках, що поперечно омиваються:

- ламінарний;
- змішаний;
- турбулентний.

На підставі досліджень тепловіддачі зроблено ряд загальних висновків:

– середня тепловіддача першого ряду різна і визначається початковою турбулентністю потоку;

– починаючи приблизно з третього ряду, середня тепловіддача стабілізується, у зв'язку з тим, що в глибинних рядах ступінь турбулентності потоку визначається компонуванням пучка, що є системою турбулізуючих пристроїв.

– тепловіддача пучків труб залежить від відстані між трубами, цю відстань прийнято виражати у вигляді безрозмірних характеристик S_1/d і S_2/d , які називаються відносними поперечним і поздовжнім кроками відповідно.

При змішаному режимі ($Re \approx 10^3\text{--}10^5$) середній коефіцієнт тепловіддачі певного ряду пучка визначається:

$$Nu_p = c \cdot Re_p^n \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_i \cdot \varepsilon_s, \quad (4.18)$$

де $c = 0,41$ і $n = 0,6$ – для шахових пучків;

$c = 0,26$ і $n = 0,65$ – для коридорних пучків.

ε_i – поправочний множник, що враховує зміну тепловіддачі в початкових рядах труб, при $S_2/d \leq 4$ поправку ε_i можна визначити за діаграмою, що наведена в [7, 8];

ε_s – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив відносних кроків.

Для глибинних рядів коридорного пучка – $\varepsilon_s = (S_2 / d)^{-0,15}$, для шахового – $\varepsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6}$, якщо $S_1 / S_2 < 2$, та $\varepsilon_s = 1,12$, якщо $S_1 / S_2 \geq 2$.

Визначальним розміром є зовнішній діаметр трубок пучка. За визначальну температуру приймається середня температура рідини. Швидкість рідини, що входить в критерій Re_p , підраховується по самому вузькому поперечному перерізі ряду пучка.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі всього пучка в цілому необхідно здійснити осереднення середніх значень $\bar{\alpha}$, отриманих для окремих рядів:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_i \cdot F_i}{\sum_{i=1}^{i=n} F_i}, \quad (4.19)$$

де α_i – середній коефіцієнт тепловіддачі i -го ряду;

F_i – сумарна поверхня теплообміну трубок i -го ряду;

n – число рядів в пучку.

Якщо $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ формула спрощується:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (n-2) \cdot \bar{\alpha}_3}{n}, \quad (4.20)$$

де $\bar{\alpha}_1$ – коефіцієнт тепловіддачі для першого ряду, $\bar{\alpha}_1 = \varepsilon_1 \cdot \bar{\alpha}_3$;

$\bar{\alpha}_2$ – коефіцієнт тепловіддачі для другого ряду, $\bar{\alpha}_2 = \varepsilon_2 \cdot \bar{\alpha}_3$;

$\bar{\alpha}_3$ – коефіцієнт тепловіддачі для другого ряду.

Для шахових пучків число Re_p знаходиться в межах від 10 до 200, для коридорних пучків – $Re_p = 10-150$, а формула (4.17) має вигляд:

$$Nu_p = c \cdot Re_p^{1/3} \cdot Pr_p^{1/3} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{1/4}, \quad (4.21)$$

де $c = 1,8$ – для шахового пучка та $c = 1,2$ – для коридорного пучка.

При $Re > 2 \cdot 10^5$ тепловіддача глибинних рядів шахового і коридорного пучків розраховується за формулою:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,84} \cdot Pr_p^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (4.22)$$

Формула (4.22) може бути застосована лише в разі, коли потік рідини перпендикулярний осі труб пучка (кут атаки $\psi = 90^\circ$). Якщо $\psi < 90^\circ$, тоді зміна коефіцієнта тепловіддачі враховується поправочним коефіцієнтом $\varepsilon_\psi = \alpha_\psi / \alpha_{\psi=90^\circ}$.

Значення $\varepsilon_{\psi} = f(\varphi)$ можна взяти з [4].

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі при ламінарному режимі течії використовують рівняння:

$$Nu_p = 0,66 \cdot Re_p^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (4.23)$$

При турбулентному режимі течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,037 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (4.24)$$

Для повітря $Pr = 0,71$, і тому розрахункові формули для середньої тепловіддачі спрощуються:

– для ламінарного режиму течії:

$$Nu_p = 0,57 \cdot Re_p^{0,5}; \quad (4.25)$$

– для турбулентного режиму течії:

$$Nu_p = 0,032 \cdot Re_p^{0,8}. \quad (4.26)$$

Ці формули застосовні для умов, коли температура пластини постійна, тобто не змінюється по довжині. Як визначальну температуру вибирають температуру потоку, що набігає, а як визначальний розмір – довжину пластини.

*Тепловіддача при плівковій конденсації пари на горизонтальній трубі
(швидкість переміщення пара не більше 10 м/с).*

Середній коефіцієнт тепловіддачі по довжині труб при горизонтальному їх розташуванні в цьому випадку визначається за формулою [9]:

$$Nu_p = 0,72 \cdot (Ga_p \cdot Pr_p \cdot K_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (4.27)$$

де $Ga_p = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерій Галілея;

$K_p = \frac{r}{c \cdot \Delta T}$ – критерій Кутателадзе.

Величини, що входять в критерії:

– прискорення сили тяжіння g , м/с²;

- визначальний розмір d , м;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості пари ν , м²/с;
- прихована питома теплота пароутворення r , Дж/кг;
- питома теплоємність пари c , Дж/(кг·°С);
- температурний напір між парою і стінкою $\Delta T = T_{\text{н}} - T_{\text{ст}}$, °С;
- температура насичення $T_{\text{н}}$, °С;
- температура стінки $T_{\text{ст}}$, °С.

Якщо вплив члена, що враховує зміну фізичних параметрів від температури, невелика, тоді його можна прийняти $Pr_p / Pr_{\text{ст}} \approx 1$.

В якості визначального розміру приймається зовнішній діаметр труб, а в якості визначальної температури приймається температура насичення. При конденсації пари на горизонтальному пучку труб тепловіддача нижчих труб помітно знижується внаслідок додаткового збільшення товщини плівки конденсату, що стікає від припливу його з верхніх труб. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі кожного нижченаведеного ряду в порівнянні з трубками першого ряду знаходиться за співвідношенням $\varepsilon_n \cdot \alpha_n = \alpha_1$, а коефіцієнт ε_n орієнтовно можна визначити за графіком [5, 7].

Середній коефіцієнт тепловіддачі для пучка труб дорівнює:

$$\alpha_{\text{пучка}} = \frac{\alpha}{n} \cdot \sum_1^n \varepsilon_i. \quad (4.28)$$

Для коридорного пучка труб n дорівнює числу рядів труб, для шахового пучка n дорівнює половині числа труб.

При вирішенні критеріальних рівнянь (4.12) і (4.13) необхідно знати середню температуру стінки. Обчислити температуру стінки можна, попередньо визначивши величини коефіцієнтів тепловіддачі, які за умовою не задані. Тому поставлену задачу вирішують методом послідовних наближень, задаючись значеннями температури стінки.

Якщо умовні еквіваленти W_1 і W_2 одного порядку, що має місце для водоводяних теплообмінників (де $W = G \cdot c_p$), то можна задатися $t_{\text{ст}}^{\text{сеп}}$:

$$t_{\text{ст}}^{\text{сеп}} = (t_1 + t_2) / 2, \quad (4.29)$$

де t_1 і t_2 – середні температури теплоносіїв.

Для пароводяних теплообмінників $t_{\text{ст}}^{\text{сеп}}$

$$t_{\text{ст}}^{\text{сеп}} = t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{сеп}} / 2, \quad (4.30)$$

де t_n – температура насичення;

$\Delta t_{\text{сер}}$ – середній температурний напір між теплоносіями.

Потім знаходять коефіцієнти тепловіддачі за критеріальними рівняннями і за ними – температури стінок з боку первинного теплоносія $t_{\text{ст1}}$ і з боку вторинного теплоносія $t_{\text{ст2}}$ за рівностями:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} \cdot a \cdot t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - q \cdot \frac{\delta}{\lambda}, \quad (4.31)$$

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{сер}} = \alpha_1 \cdot |t_1 - t_{\text{ст}}|. \quad (4.32)$$

Середня температура стінки дорівнює:

$$t_{\text{ст}}^{\text{сер}} = (t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}) / 2. \quad (4.33)$$

Якщо вийшло значення $t_{\text{ст}}^{\text{сер}}$, близьке до заданого (різниця не повинна перевищувати 3 градуси), тоді розрахунок температури стінки вважають закінченим. В іншому випадку розрахунок повторюють до отримання допустимої різниці температур.

5 ГІДРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА

Мета цього розрахунку теплообмінника полягає у визначенні витрат механічної енергії на переміщення теплоносіїв в апараті. При гідравлічному розрахунку теплообмінника необхідно враховувати опір тертя, місцеві опори і тепловий опір.

Останній опір обумовлений прискоренням потоку внаслідок зміни обсягу теплоносія при постійному перерізі каналу, що пов'язано зі зміною температури. Для крапельних рідин цим опором можна знехтувати.

Опір тертя при русі теплоносія в каналах визначається за формулою:

$$\Delta P_{\tau} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5.1)$$

де l і d – довжина і гідравлічний діаметр каналу відповідно;

ξ – коефіцієнт опору тертя.

При неізотермічній течії рідини величина коефіцієнта ξ залежить не тільки від критерію Re , але і від критеріїв Gr та Pr . Так, при турбулентному режимі течії маємо:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_p^{0,25}} \cdot \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_p} \right)^{0,33}. \quad (5.2)$$

Місцеві спротиви визначають за формулою:

$$\Delta P_{м} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (5.3)$$

Коефіцієнт ξ залежить від виду місцевого опору (раптове звуження, поворот і т.п.) [7]. При поздовжньому омивання пучків труб уздовж осі опір підраховується за формулами для прямих каналів, де в формули підставляється еквівалентний гідравлічний діаметр $d_{екв} = \frac{4 \cdot f}{u}$. При поперечному омиванні пучків значення коефіцієнта опору визначається формулами:

$$\text{– для шахових пучків при } \frac{x_1}{d} < \frac{x_2}{d} \Rightarrow \xi = (4 + 6,6 \cdot m) \cdot Re_p^{-0,28}, \quad (5.4)$$

$$\text{– для шахових пучків при } \frac{x_1}{d} > \frac{x_2}{d} \Rightarrow \xi = (5,4 + 3,4 \cdot m) \cdot Re_p^{-0,28}, \quad (5.5)$$

$$- \text{ для коридорних пучків } \xi = (6 + 9 \cdot m) \cdot \left(\frac{x_1}{d} \right)^{-0,23} \cdot \text{Re}_p^{-0,26}. \quad (5.6)$$

У цих формулах швидкість віднесена до найвужчого перетину пучка, фізичні властивості – до середньої температури потоку; літерою m позначено число рядів у пучку в напрямку руху.

Тепловий опір можна підрахувати як подвоєну різницю швидкісних напорів в кінці та на початку каналу:

$$\Delta P_{\text{тепл}} = 2 \cdot \left(\frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} \right), \quad (5.7)$$

де ρ – щільність, кг/м³;

v – середня швидкість течії, м/с.

Загальний опір кожного теплоносія визначається як сума всіх видів опору в елементах теплообмінника:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{т}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{тепл}}. \quad (5.8)$$

Потужність, необхідна для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику, визначається формулою:

$$N_2 = \frac{\Delta P \cdot G}{10^3 \cdot \rho \cdot \eta}, \quad (5.9)$$

де G і ρ – масова витрата і середня щільність теплоносія; η – ККД пристрою (насоса) для переміщення теплоносія ($\eta = 0,4 - 0,7$).

6 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ РІЗНОГО ТИПУ

6.1 Приклад 1 «Теплообмінник типу «труба в трубі»»

Визначити величину поверхні теплообміну, число секцій і потужність, необхідну для переміщення кожного теплоносія водоводяного теплообмінника типу «труба в трубі». Вода, що гріє, рухається по внутрішній сталевій трубі (коефіцієнт її теплопровідності $\lambda_{ст} = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$) діаметром $d_2/d_1 = 38/34 \text{ мм}$ і має температуру на вході $t_1' = 105 \text{ °C}$, а на виході $t_1'' = 60 \text{ °C}$. Вода, що нагрівається рухається протитечією по кільцевому каналу між трубами і нагрівається від $t_2' = 20 \text{ °C}$ до $t_2'' = 50 \text{ °C}$. Кількість теплоти, що передається $Q = 105 \text{ кВт}$. Діаметр зовнішньої труби – $D_2/D_1 = 57/51 \text{ мм}$. Діаметр однієї секції прийняти $l = 2,0 \text{ м}$. Втрати теплоти через зовнішню поверхню теплообмінника не враховувати. Схематичне зображення теплообмінного апарату «Труба в трубі» наведено на рисунку 6.1.

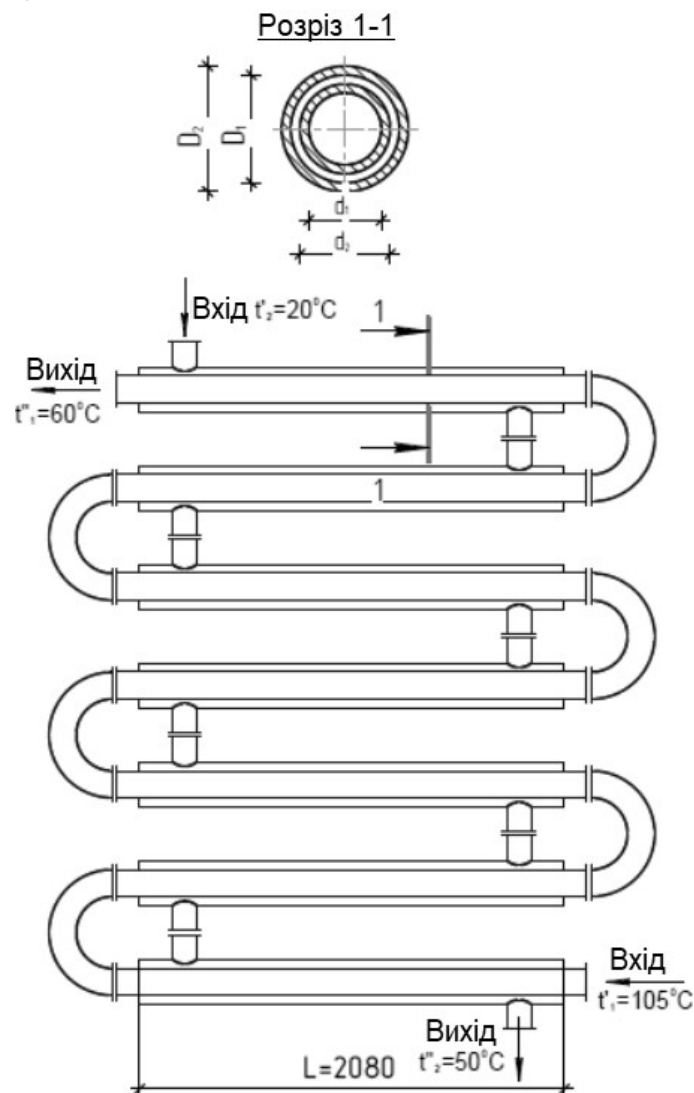


Рисунок 6.1 – Теплообмінник типу «Труба в трубі»

Тепловий розрахунок

Визначаються середньоарифметичні значення температур первинного та вторинного теплоносіїв і значення фізичних властивостей води за цих температур:

$$t_{\text{сеп1}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{105 + 60}{2} = 82,5^\circ \text{C}.$$

При $t_{\text{сеп1}} = 82,5^\circ \text{C}$ з [10] знаходимо:

- $\rho_{\text{p1}} = 970,25 \text{ кг/м}^3$;
- $\nu_{\text{p1}} = 0,357 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- $\lambda_{\text{p1}} = 0,67 \text{ Вт/(м} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$;
- $\text{Pr}_{\text{p1}} = 1,96$;
- $c_{\text{p1}} = 4,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$.

$$t_{\text{сеп2}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{20 + 50}{2} = 35^\circ \text{C}.$$

При $t_{\text{сеп2}} = 35^\circ \text{C}$ з [10] знаходимо:

- $\rho_{\text{p2}} = 993,95 \text{ кг/м}^3$;
- $\nu_{\text{p2}} = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- $\lambda_{\text{p2}} = 0,6265 \text{ Вт/(м} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$;
- $\text{Pr}_{\text{p2}} = 4,865$;
- $c_{\text{p2}} = 4,174 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$.

Визначаються витрати первинного вторинного теплоносіїв:

$$Q = G_1 \cdot c_{\text{p1}} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{\text{p2}} \cdot (t_2'' - t_2'),$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{\text{p1}} \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{105}{4,2 \cdot (105 - 60)} = 0,55 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_{\text{p2}} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{105}{4,174 \cdot (50 - 20)} = 0,838 \text{ кг/с}.$$

Швидкість руху первинного теплоносія:

$$v_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,55}{970,25 \cdot 3,14 \cdot (3,4 \cdot 10^{-2})^2} = 0,624 \text{ м/с}.$$

Швидкість руху вторинного теплоносія:

$$v_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot (D_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,838}{993,95 \cdot 3,14 \cdot (5,1^2 - 3,8^2) \cdot 10^{-4}} = 0,742 \text{ м/с.}$$

Визначається число Рейнольдса для первинного теплоносія:

$$\text{Re}_{p1} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu_{p1}} = \frac{0,624 \cdot 3,4 \cdot 10^{-2}}{0,357 \cdot 10^{-6}} = 5,94 \cdot 10^4.$$

Режим течії турбулентний, отже, розрахунок числа Нуссельта ведеться за формулою:

$$\text{Nu}_{p1} = 0,021 \cdot \text{Re}_{p1}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{p1}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{p1}}{\text{Pr}_{\text{ст1}}} \right)^{0,25}.$$

Температура стінки невідома, тому необхідно знайти її значення:

$$t_{\text{ст1}} = \frac{t_{\text{cep1}} + t_{\text{cep2}}}{2} = \frac{82,5 + 35}{2} = 58,75^\circ \text{C}, \text{ при } t_{\text{ст1}} = 58,75^\circ \text{C}; \text{ Pr}_{\text{ст1}} = 3,05.$$

Визначається число Нуссельта:

$$\text{Nu}_{p1} = 0,021 \cdot (5,94 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,96^{0,43} \left(\frac{1,96}{3,05} \right)^{0,25} = 165,53.$$

Знаходиться коефіцієнт тепловіддачі від первинного теплоносія до стінки труби:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_{p1} \cdot \frac{\lambda_{p1}}{d_1} = 165,53 \cdot \frac{0,67}{3,4 \cdot 10^{-2}} = 3261,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Визначається число Рейнольдса для вторинного теплоносія

$$\text{Re}_{p2} = \frac{v_2 \cdot d_e}{\nu_{p2}} = \frac{0,742 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2}}{0,732 \cdot 10^{-6}} = 1,32 \cdot 10^4,$$

де d_e – еквівалентний діаметр.

Для кільцевого каналу – $d_e = D_1 - d_2 = 51 - 38 = 13 \text{ мм.}$

Режим течії турбулентний, тому розрахунок числа Нуссельта ведеться за формулою для тепловіддачі при турбулентній течії в каналах кільцевого перерізу:

$$\text{Nu}_{p2} = 0,021 \cdot \text{Re}_{p2}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{p2}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{p2}}{\text{Pr}_{\text{ст2}}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18}.$$

Приймається в першому наближенні $t_{ст2} \approx t_{ст1}$ і, отже, $Pr_{ст2} \approx Pr_{ст1} \approx 3,05$.
Тоді отримуємо:

$$Nu_{p2} = 0,021 \cdot (1,32 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 4,865^{0,43} \left(\frac{4,865}{3,05} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{51}{38} \right)^{0,18} = 75,01.$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до вторинного теплоносія:

$$\alpha_2 = Nu_{p2} \cdot \frac{\lambda_{p2}}{d_e} = 75,01 \cdot \frac{0,6265}{1,3 \cdot 10^{-2}} = 3618,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Оскільки відношення діаметрів $d_2 / d_1 < 2$, визначається коефіцієнт теплопередачі за рівнянням для плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3261,95} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{3618,2}} = 1602,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

де $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

Знаходиться середній температурний напір. Для цього визначаються величини умовних еквівалентів W_1 і W_2 :

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1} \Rightarrow \frac{105 - 60}{50 - 20} = \frac{45}{30} \Rightarrow W_2 > W_1.$$

Схема розподілу температур теплоносіїв по довжині теплообмінника має вигляд, наведений на рисунку 6.2.

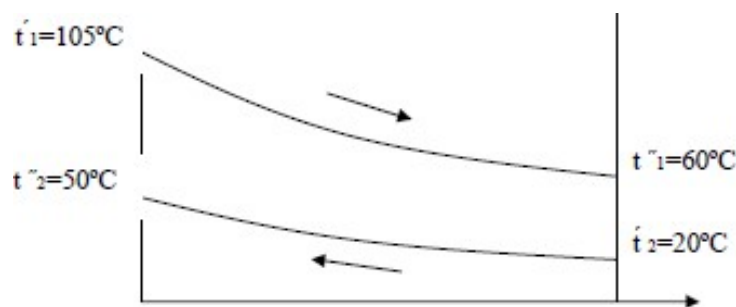


Рисунок 6.2 – Схема розподілу температур теплоносіїв по довжині теплообмінника

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{сеп} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(105 - 50) - (60 - 20)}{\ln \frac{105 - 50}{60 - 20}} = 47 \text{ °C}.$$

Визначається щільність теплового потоку та площа поверхні теплообміну:

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 1602,7 \cdot 47 = 7,55 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2; \quad F = \frac{Q \cdot 10^3}{q} = \frac{105 \cdot 10^3}{7,55 \cdot 10^4} = 1,39 \text{ м}^2.$$

Визначається число секцій:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot l} = \frac{1,39}{3,14 \cdot 3,4 \cdot 10^{-2} \cdot 2} = 6,5 = 7,$$

де d_1 – діаметр поверхні з мінімальним коефіцієнтом тепловіддачі.

Отримане число n округлюється до більшого цілого числа. Уточнюються температури поверхонь стінок труби:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 82,5 - \frac{7,55 \cdot 10^4}{3261,95} = 59,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 35 + \frac{7,55 \cdot 10^4}{3618,2} = 55,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При цих температурах числа Прандтля – $\text{Pr}_{\text{ст1}} = 3,02$ та $\text{Pr}_{\text{ст2}} = 3,34$.

Поправки на зміну фізичних властивостей рідини по перетину потоку дорівнюють:

$$\left(\frac{\text{Pr}_{\text{р1}}}{\text{Pr}_{\text{ст1}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{1,96}{3,02} \right)^{0,25} = 0,898 \quad (\text{в розрахунку прийнято } 0,895);$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_{\text{р2}}}{\text{Pr}_{\text{ст2}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{4,865}{3,34} \right)^{0,25} = 1,1 \quad (\text{в розрахунку прийнято } 1,12).$$

Отримані значення менше ніж на 10 % відрізняються від прийнятих в розрахунку. Перерахунок не потрібен.

Якщо отримані значення відрізняються більш ніж на 10 % від прийнятих, потрібно повторити перерахунок $Nu_{\text{р1}}$ та $Nu_{\text{р2}}$.

Визначається діаметр патрубків для вторинного теплоносія:

$$d_{\text{в}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{0,836}{993,95 \cdot 0,742}} = 0,0319 \text{ м}.$$

Отримане значення діаметра патрубка округлюється до найближчого стандартного за ГОСТ для труб.

Гідродинамічний розрахунок

Визначаються гідравлічні опори для первинного теплоносія.

Спочатку визначається повна довжина трубки одного ходу первинного теплоносія:

$$l_n = l + 2 \cdot \delta_{\text{тр}} = 2 + 2 \cdot 0,04 = 2,08 \text{ м.}$$

де $\delta_{\text{тр}} = 0,04$ м – попередня товщина трубної дошки (уточнюється при розрахунку на міцність).

Потім визначається коефіцієнт опору тертя:

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\text{pl}}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст1}}}{\text{Pr}_{\text{pl}}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(5,94 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{3,05}{1,96} \right)^{0,33} = 0,023.$$

Втрати тиску на тертя при русі води по трубах всіх секцій (опір тертя) визначаються за формулою [4]:

$$\Delta P_{\text{т1}} = \xi_1 \cdot \frac{l_n}{d_1} \cdot \frac{\rho_{\text{pl}} \cdot v_1^2}{2} \cdot n = 0,023 \cdot \frac{2,08 \cdot 970,25 \cdot 0,624^2}{3,4 \cdot 10^{-2} \cdot 2} \cdot 7 = 1901 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{\rho_{\text{pl}} \cdot v_1^2}{2}.$$

Величина коефіцієнта місцевого опору $\xi_{\text{м1}}$ залежить від виду місцевого опору (дод. В), тому:

- вхідна камера (удар і поворот) $\xi_{\text{м1}}' = 1 \cdot 1,5 = 1,5$;
- поворот на кут 180° в V-образних трубках $\xi_{\text{м1}}'' = 6 \cdot 0,5 = 3,0$;
- вихід з трубного простору $\xi_{\text{м1}}''' = 1 \cdot 1,0 = 1,0$.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}}' + \xi_{\text{м1}}'' + \xi_{\text{м1}}''' = 1,5 + 3,0 + 1,0 = 5,5.$$

Остаточо, втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_{\text{м1}} = 5,5 \cdot \frac{970,25 \cdot 0,624^2}{2} = 1039 \text{ Па.}$$

Загальний опір первинного теплоносія:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{т1}} + \Delta P_{\text{м1}} = 1901 + 1039 = 2940 \text{ Па.}$$

Потужність, необхідна для переміщення первинного теплоносія:

$$N_1 = \frac{\Delta P_1 \cdot G_1}{\rho_{p1} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{2940 \cdot 0,55}{970,25 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,0033 \text{ кВт.}$$

де $\eta = 0,5-0,6$ – коефіцієнт корисної дії насоса.

Визначається гідравлічний опір ΔP_{T2} для вторинного теплоносія.

Спочатку визначається коефіцієнт опору тертя:

$$\xi_2 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{p2}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст}2}}{\text{Pr}_{p2}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(1,34 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{3,05}{4,865} \right)^{0,33} = 0,025 .$$

Потім визначаються втрати тиску на тертя при русі води у міжтрубному просторі всіх секцій (опір тертя):

$$\Delta P_{T2} = \xi_2 \cdot \frac{l_n}{d_e} \cdot \frac{\rho_{p2} \cdot v_2^2}{2} \cdot n = 0,025 \cdot \frac{2 \cdot 993,95 \cdot 0,742^2}{1,3 \cdot 10^{-2} \cdot 2} \cdot 7 = 7367 \text{ Па .}$$

$$\text{Втрати тиску в місцевих опорах: } \Delta P_{M2} = \xi_{M2} \cdot \frac{\rho_{p2} \cdot v_2^2}{2} .$$

Величина коефіцієнта місцевого опору ξ_{M2} залежить від виду місцевого опору (дод. В), тому:

- вхідна камера (удар і поворот) $\xi_{M2}' = 1 \cdot 1,5 = 1,5$;
- поворот на кут 180° в V-образних трубках $\xi_{M2}'' = 6 \cdot 2,5 = 15,0$;
- вихід з трубного простору $\xi_{M2}''' = 1 \cdot 1,0 = 1,0$.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi_{M1} = \xi_{M1}' + \xi_{M1}'' + \xi_{M1}''' = 1,5 + 15,0 + 1,0 = 17,5 .$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_{M2} = \xi_{M2} \cdot \frac{\rho_{p2} \cdot v_2^2}{2} = 17,5 \cdot \frac{993,95 \cdot 0,742^2}{2} = 4789 \text{ Па.}$$

Загальний опір первинного теплоносія:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{T2} + \Delta P_{M2} = 367 + 4789 = 12156 \text{ Па.}$$

Потужність, необхідна для переміщення первинного теплоносія:

$$N_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot G_2}{\rho_{p2} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{12156 \cdot 0,838}{993,95 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,021 \text{ кВт.}$$

6.2 Приклад 2 «Теплообмінник повітряний»

Визначити величину поверхні теплообміну, висоту труб в одному ході та кількість труб, розташованих поперек і вздовж потоку повітря трубчастого двоходового повітропідігрівника парогенератора. Повітря, надходячи до повітропідігрівника, нагрівається від $t_2' = 20^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 240^\circ\text{C}$. Димові гази (13 % CO_2 ; 11 % H_2O ; 76 % N_2) рухаються всередині сталевих труб ($\lambda_{\text{ст}} = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$) діаметром $d_2/d_1 = 45/41 \text{ мм}$. Температура газів на вході в підігрівник повітря $t_1' = 350^\circ\text{C}$, і на виході $t_1'' = 170^\circ\text{C}$. Труби розташовані в шаховому порядку з кроком $S_1 = S_2 = 1,3 \cdot d_2$. Середні швидкості руху повітря $v_2 = 2,0 \text{ м/с}$ і димових газів $v_1 = 20 \text{ м/с}$. Кількість теплоти, що передається становить $Q = 200 \text{ кВт}$. Схематичне зображення повітропідігрівника наведено на рисунку 6.3.

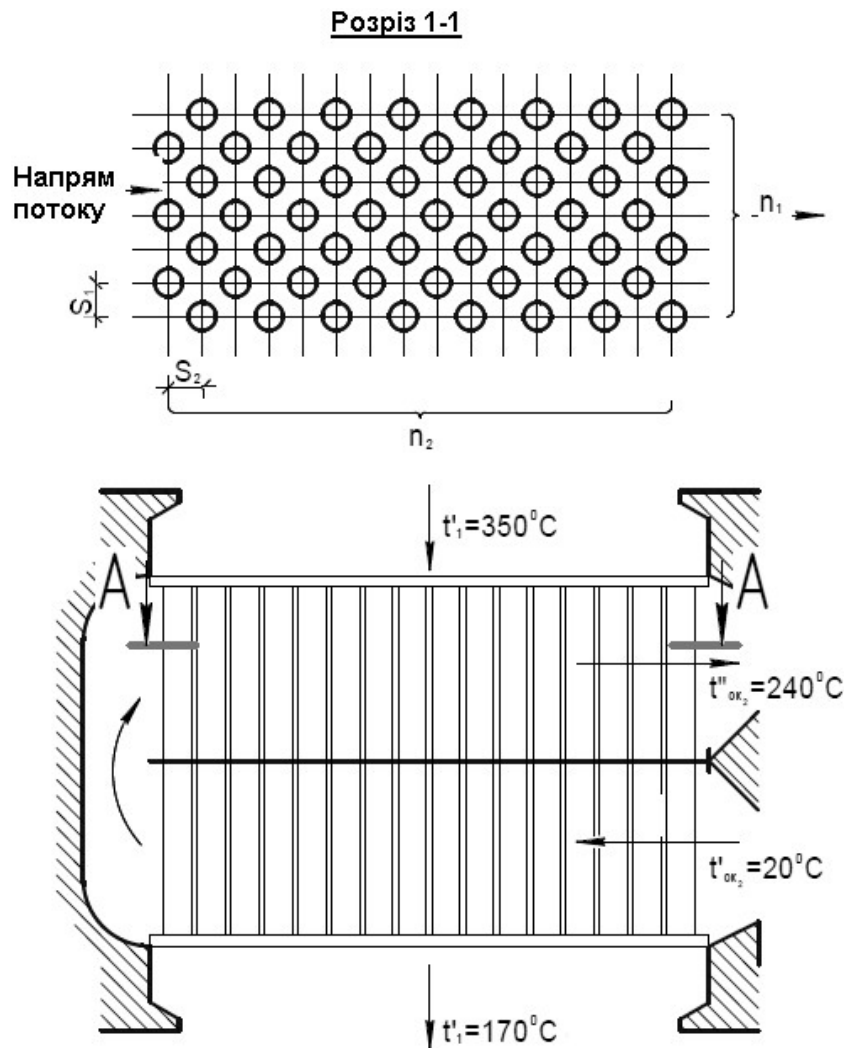


Рисунок 6.3 – Повітропідігрівник (до прикладу 2)

Тепловий розрахунок

Визначається середньоарифметична температура димових газів:

$$t_{\text{сеп1}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{350 + 170}{2} = 260^\circ \text{C}.$$

При $t_{\text{сеп1}} = 260^\circ \text{C}$ з [10] знаходимо:

$$- \rho_1 = 0,696 \text{ кг/м}^3; \lambda_1 = 4,5 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)};$$

$$- \nu_1 = 37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$- \text{Pr}_1 = 0,66;$$

$$- c_{p1} = 1,1 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}.$$

Визначається число Рейнольдса для потоку газів:

$$\text{Re}_1 = \frac{\nu_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{20 \cdot 0,041}{37 \cdot 10^{-6}} = 2,22 \cdot 10^4.$$

Визначається число Нуссельта і коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок труб:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} = 0,021 \cdot (2,22 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,66^{0,43} = 52,62;$$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} = 52,62 \cdot \frac{4,5 \cdot 10^{-2}}{4,1 \cdot 10^{-2}} = 57,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Визначається середньоарифметична температура повітря:

$$t_{\text{сеп2}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{20 + 140}{2} = 130^\circ \text{C}.$$

При $t_{\text{сеп2}} = 130^\circ \text{C}$ з [10] знаходимо:

$$- \rho_2 = 0,876 \text{ кг/м}^3;$$

$$- \lambda_2 = 0,0341 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)};$$

$$- \nu_2 = 26,62 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$- \text{Pr}_2 = 0,685;$$

$$- c_{p2} = 1,011 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}.$$

Визначається число Рейнольдса для потоку повітря дорівнює:

$$\text{Re}_2 = \frac{\nu_2 \cdot d_2}{\nu_2} = \frac{2 \cdot 4,5 \cdot 10^{-2}}{26,62 \cdot 10^{-6}} = 0,338 \cdot 10^4.$$

Визначається число Нуссельта і коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до повітря при поперечному омиванні труб:

$$Nu_2 = 0,41 \cdot Re_2^{0,6} \cdot \varepsilon_1 .$$

При шаховому розташуванні труб:

– якщо $S_1 / S_2 < 2$, тоді $\varepsilon_1 = (S_1 / S_2)^{1/6}$;

– якщо $S_1 = S_2$, тоді $\varepsilon_1 = 1$.

В цьому випадку – $Nu_2 = 0,41 \cdot Re_2^{0,6} \cdot \varepsilon_1 = 0,41 \cdot (0,33 \cdot 10^4)^{0,6} \cdot 1 = 47,415$;

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_2} = 47,415 \cdot \frac{3,41 \cdot 10^{-2}}{4,5 \cdot 10^{-2}} = 35,39 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Визначається коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{57,75} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{35,93}} = 22,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Знаходиться середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(170 - 20) - (350 - 240)}{\ln \frac{170 - 20}{350 - 240}} = 128,97 \text{ °C}.$$

Для даної схеми руху теплоносіїв з графіка [4] знаходимо поправку до температурного напору:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{240 - 20}{350 - 20} = 0,677, \quad P = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{350 - 170}{240 - 20} = 0,817.$$

Значення $\varepsilon = 0,91$, тому $\Delta t = \Delta t_{\text{л}} \cdot \varepsilon = 128,97 \cdot 0,91 = 117 \text{ °C}$.

Поверхня теплообміну повітропідігрівника:

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} = \frac{2 \cdot 10^2 \cdot 10^3}{22,13 \cdot 117} = 77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Знаходиться загальне число труб:

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot v_1} = \frac{4 \cdot 1,01}{0,696 \cdot 3,14 \cdot (4,1 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 20} = 55.$$

$$\text{де } G_1 = \frac{Q}{c_{\text{пл}} \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{2 \cdot 10^2}{1,1 \cdot 180} = 1,01 \text{ кг/с}, \quad G_2 = \frac{Q}{c_{\text{п2}} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{2 \cdot 10^2}{1,01 \cdot 220} = 0,9 \text{ кг/с}.$$

Знаходиться довжина труби в одному ході:

$$l_1 = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n} = \frac{77}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,041 \cdot 55} = 5,43 \text{ м.}$$

Повна довжина труби становить $l = 2 \cdot l_1 = 2 \cdot 5,43 = 10,86 \text{ м.}$

Живий перетин для проходу повітря:

$$f = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,9}{0,876 \cdot 2} = 0,513 \text{ м}^2.$$

Число труб, розташованих поперек потоку, дорівнює:

$$n_1 = \frac{f}{l_1 \cdot (S_1 - d_2)} = \frac{0,513}{5,43 \cdot (1,3 \cdot 0,045 - 0,045)} = 7.$$

Тоді число труб, розташованих уздовж потоку, складе $n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{55}{7} = 7,86.$

Приймаємо число труб 8.

Гідродинамічний розрахунок

Визначаються гідравлічні опору первинного теплоносія (для трубного простору).

Спочатку визначається коефіцієнт опору тертя:

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{p1}^{0,25}} = \frac{0,3164}{(2,22 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,0259.$$

Потім визначаються втрати тиску на тертя при русі води по трубах всіх секцій (опір тертя):

$$\Delta P_{\text{тл}} = \xi_1 \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} \cdot n_1 = 0,0259 \cdot \frac{10,86 \cdot 0,696 \cdot 20^2}{4,1 \cdot 10^{-2} \cdot 2} \cdot 7 = 6685 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах визначаються за формулою:

$$\Delta P_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2}.$$

Величина коефіцієнта місцевого опору $\xi_{\text{м1}}$ залежить від виду місцевого опору (дод. В). Для вхідної камери (удар і поворот) – $\xi_{\text{м1}}' = 2 \cdot 1,5 = 3.$

Остаточо маємо:

$$\Delta P_{\text{м1}} = 3 \cdot \frac{0,696 \cdot 20^2}{2} = 417,6 \text{ Па.}$$

Загальний опір первинного теплоносія:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\tau 1} + \Delta P_{m1} = 6685 + 417,6 = 7102,6 \text{ Па.}$$

Потужність, необхідна для переміщення первинного теплоносія:

$$N_1 = \frac{\Delta P_1 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{7102,6 \cdot 1,01}{0,696 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 20,6 \text{ кВт.}$$

Визначається коефіцієнт опору тертя ξ_2 при поперечному обтіканні пучка труб знаходять за формулою (5.4):

$$\xi_2 = (4 + 6,6 \cdot m) \cdot \text{Re}_2^{-0,28} = (4 + 6,6 \cdot 2 \cdot 8) \cdot 3380^{-0,28} = 11,26 ,$$

де $m = 2 \cdot n_2$ – число труб у напрямку руху теплоносія.

Остаточно визначається гідравлічний опір вторинного теплоносія (для міжтрубного простору), тобто втрати тиску на тертя при русі повітря – (5.4):

$$\text{Опір тертя: } \Delta P_{\tau 2} = \xi_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} = 11,26 \cdot \frac{0,876 \cdot 2^2}{2} = 39,68 \text{ Па.}$$

Визначається втрата тиску в місцевих опорах за формулою:

$$\Delta P_{m2} = \xi_{m2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2}.$$

Величина коефіцієнта місцевого опору ξ_{m2} залежить від виду місцевого опору (дод. В), тому:

– вхідна камера (удар і поворот) $\xi_{m2}' = 2 \cdot 1,5 = 3$;

– поворот на кут 180° з однієї секції в іншу через проміжну камеру $\xi_{m2}'' = 2,5$.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi_{m1} = \xi_{m2}' + \xi_{m2}'' = 3 + 2,5 = 5,5.$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_{m2} = 5,5 \cdot \frac{0,876 \cdot 2^2}{2} = 9,64 \text{ Па.}$$

Загальний опір первинного теплоносія:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\tau 2} + \Delta P_{m2} = 39,68 + 9,64 = 49,32 \text{ Па.}$$

Потужність, необхідна для переміщення первинного теплоносія:

$$N_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{49,32 \cdot 0,9}{0,876 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,098 \text{ кВт.}$$

6.3 Приклад 3 «Теплообмінник з фазовим переходом робочого тіла»

Визначити величину поверхні теплообмінника і основні розміри вертикального чотирьохходового трубчастого теплообмінника, призначеного для нагрівання води від $t_2' = 30\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 90\text{ }^\circ\text{C}$.

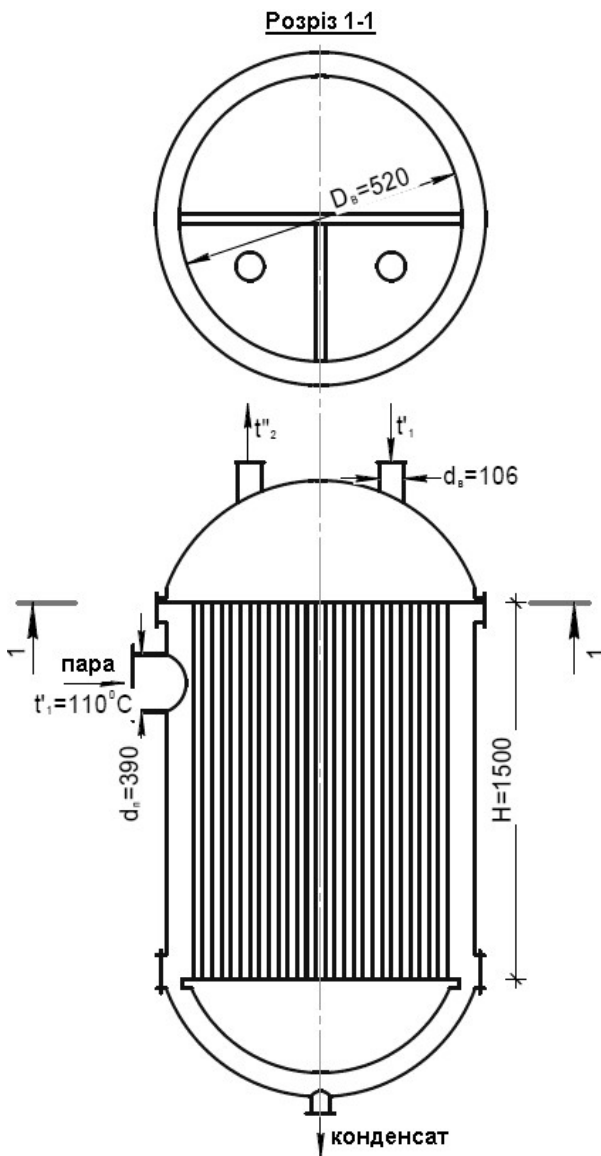


Рисунок 6.4 – Пароводяний підігрівач (до прикладу 3)

Вода рухається всередині латунних трубок ($\lambda_{\text{лат}} = 102\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$) діаметром $d_2/d_1 = 16/14\text{ мм}$, $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = 1\text{ мм}$, зі швидкістю $v_2 = 1,0\text{ м/с}$. Гріючим теплоносієм є суха насичена водяна пара з тиском $P = 0,143\text{ МПа}$ і швидкістю $v_1 = 10\text{ м/с}$, яка конденсується на зовнішній поверхні трубок. Кількість теплоти, що передається $Q = 2200\text{ кВт}$. Втрати теплоти в навколишнє середовище не враховувати. Схематичне зображення теплообмінного апарату зі зміною агрегатного стану теплоносія наведено на рисунку 6.4.

Тепловий розрахунок

Визначаються параметри пари, що гріє:

$$P = 0,143\text{ МПа} [10],$$

$$h'' = 2691,4\text{ кДж/кг},$$

$$t_s = 110\text{ }^\circ\text{C},$$

$$h' = 461,4\text{ кДж/кг}.$$

Визначається витрата первинного теплоносія:

$$G_1 = \frac{Q}{h'' - h'} = \frac{2200}{2691,4 - 461,4} = 0,99\text{ кг/с}.$$

Визначається витрата вторинного теплоносія:

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{2200}{4,187 \cdot (90 - 30)} = 8,8\text{ кг/с}.$$

де $c_{p2} = 4,187\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ – теплоємність води при середній температурі $t_2 = 60\text{ }^\circ\text{C}$.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі до зовнішньої поверхні трубки при конденсації пари треба знати температуру зовнішній поверхні стінки і висоту трубки. Ці значення невідомі, тому розрахунок проводиться методом послідовних наближень. Визначається середньологарифмічний температурний напір. Схема розподілу температур теплоносіїв по довжині теплообмінника за умови зміни агрегатного стану робочого тіла має вигляд наведений на рисунку 6.4.

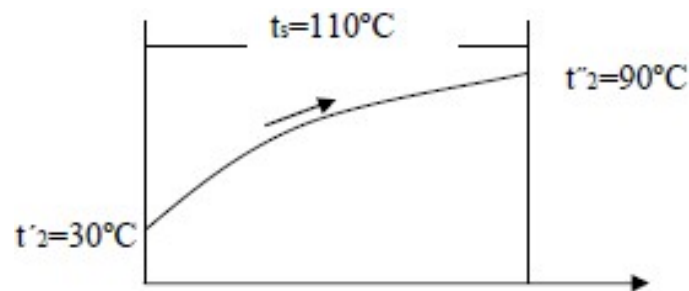


Рисунок 6.4 – Схема розподілу температур теплоносіїв по довжині теплообмінника за умови зміни агрегатного стану робочого тіла

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_s - t_2'}{t_s - t_2''}} = \frac{90 - 30}{\ln \frac{110 - 30}{110 - 90}} = 43,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задається температура стінки в першому наближенні:

$$t_{\text{ст}} \cong t_s - \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} = 110 - \frac{43,5}{2} = 88 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Також задається висота трубок $H = 2$ м.

Наведена висота поверхні (довжина трубки) визначається за формулою:

$$Z = \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} \cdot H \cdot A.$$

При $t_s = 110$ °C за таблицю 8.1 [8] визначаємо $A = 60,7$ 1/(м·°C), $B = 6,95 \cdot 10^{-3}$ м/Вт. Тоді:

$$Z = \frac{43,5}{2} \cdot 2 \cdot 60,7 = 2622 > 2300 .$$

Режим течії плівки конденсату турбулентний.

При плівковій конденсації сухої насиченої пари та змішаному режимі течії плівки конденсату середній по довжині коефіцієнт тепловіддачі визначають за формулою:

$$Re_1 = \left[253 + 0,069 \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cr1}} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (z - 2300) \right]^{4/3},$$

де Pr , Pr_{cr} – числа Прандтля для конденсату.

При $t_s = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ – $Pr = 1,60$; при $t_{cr1} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$ – $Pr_{cr1} = 2,0$.

$$Re_1 = \left[253 + 0,069 \cdot \left(\frac{1,6}{2} \right)^{0,25} \cdot 1,6^{0,5} \cdot (2622 - 2300) \right]^{4/3} = 1828.$$

Враховуючи, що $Re_1 = \alpha \cdot \Delta t \cdot H \cdot B$ знаходимо:

$$\alpha_1 = \frac{Re_1}{\frac{\Delta t_{сеп}}{2} \cdot H \cdot B} = \frac{1828}{\frac{43,5}{2} \cdot 2 \cdot 6,95 \cdot 10^{-3}} = 6046 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}).$$

Визначається коефіцієнт тепловіддачі до води.

Середньоарифметична температура води:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{30 + 90}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ фізичні властивості води [10]:

- $\rho_{p2} = 983,2 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- $\lambda_{p2} = 65,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$;
- $\nu_{p2} = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- $Pr_{p2} = 2,98$.

Число Рейнольдса для вторинного теплоносія (вода):

$$Re_{p2} = \frac{\nu_2 \cdot d_1}{\nu_{p2}} = \frac{1 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2}}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 2,93 \cdot 10^4.$$

Режим руху води турбулентний, тому число Нуссельта розраховують за формулою:

$$Nu_{p2} = 0,021 \cdot Re_{p2}^{0,8} \cdot Pr_{p2}^{0,43} \left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{cr2}} \right)^{0,25}.$$

Перепад температур по товщині стінки оцінюємо в $1 \text{ }^\circ\text{C}$, тоді:

$$t_{cr2} \cong t_{ст2} - 1 = 88 - 1 = 87 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{та} \quad Pr_{cr2} \cong 2,03.$$

$$Nu_{p2} = 0,021 \cdot (2,93 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \left(\frac{2,98}{2,03} \right)^{0,25} = 138,41,$$

$$\alpha_2 = Nu_{p2} \cdot \frac{\lambda_{p2}}{d_1} = 138,41 \cdot \frac{0,659}{1,4 \cdot 10^{-2}} = 6510 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пара до води:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6046} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{102} + \frac{1}{6510}} = 3041 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

Середня щільність теплового потоку:

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{сер}} = 3041 \cdot 43,5 = 132,3 \text{ кВт/м}^2.$$

Поверхня теплообміну в першому наближенні: $F = \frac{Q}{q} = \frac{2200}{132,3} = 16,6 \text{ м}^2.$

Число трубок в одному ході:

$$n = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot v_2} = \frac{4 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 3,14 \cdot (1,4 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 1} = 58.$$

Число ходів дорівнює 4 і тоді всього трубок – $n = 4 \cdot 58 = 232.$

Висота трубок у першому наближенні:

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{сер}} \cdot n} = \frac{16,6}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 232} = 1,52 \text{ м}.$$

Температура стінок трубок:

$$t_{\text{ст1}} = t_S - \frac{q}{\alpha_1} = 110 - \frac{130 \cdot 10^3}{5770} = 87,5 \text{ °C};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - \frac{q}{\lambda_{\text{лат}}} \cdot \delta = 87,5 - \frac{130 \cdot 10^3}{102} \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 86,2 \text{ °C}.$$

Отримані значення величин H , $t_{\text{ст1}}$, $t_{\text{ст2}}$ відрізняються більш ніж на 10 %, тому виконується повторний розрахунок, приймаючи $H = 1,5 \text{ м}$, $t_{\text{ст1}} = 88 \text{ °C}$, $t_{\text{ст2}} = 86 \text{ °C}$.

Повторний розрахунок

Нехай наведена висота поверхні (довжина трубки) дорівнює:

$$Z = \Delta t \cdot H \cdot A = (110 - 88) \cdot 1,5 \cdot 60,7 = 2190 < 2300 .$$

Режим течії плівки конденсату ламінарний, тому розрахунок ведемо за формулою:

$$Re_1 = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2190^{0,78} = 1530 ,$$

$$\alpha_1 = \frac{Re_1}{\frac{\Delta t_{сеп}}{2} \cdot H \cdot B} = \frac{1530}{\frac{43,5}{2} \cdot 1,5 \cdot 6,95 \cdot 10^{-3}} = 6120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Для вторинного теплоносія при $t_{ст2} = 86 \text{ °C}$, $Pr_{ст2} = 1,96$ число Нуссельта визначається наступним чином:

$$Nu_{p2} = 0,021 \cdot (2,93 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \left(\frac{2,98}{1,96} \right)^{0,25} = 139,5 .$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = Nu_{p2} \cdot \frac{\lambda_{p2}}{d_1} = 139,5 \cdot \frac{0,659}{1,4 \cdot 10^{-3}} = 6550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6120} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{102} + \frac{1}{6550}} = 3090 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

Середня щільність теплового потоку:

$$q = k \cdot \Delta t_{сеп} = 3090 \cdot 43,5 = 134 \text{ кВт}/\text{м}^2 .$$

$$\text{Поверхня теплообміну: } F = \frac{Q}{q} = \frac{2200}{134} = 16,4 \text{ м}^2 .$$

Число трубок в одному ході 58.

Загальна кількість трубок $n = 4 \cdot 58 = 232$ зберігається незмінною.

Висота трубок у другому наближенні

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{сеп} \cdot n} = \frac{16,4}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 232} = 1,5 \text{ м} .$$

Температура стінок трубок:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{с}} - \frac{q}{\alpha_1} = 110 - \frac{134 \cdot 10^3}{6120} = 88,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - \frac{q}{\lambda_{\text{лат}}} \cdot \delta = 88,1 - \frac{134 \cdot 10^3}{102} \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 86,77 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Збіг отриманих значень з раніше прийнятими лежить в межах точності розрахунку, таким чином, остаточно приймаємо $F = 16,4 \text{ м}^2$ і $H = 1,5 \text{ м}$.

Визначається внутрішній діаметр корпусу теплообмінника:

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}}.$$

В даному випадку вибираємо крок труб $S = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм}$ і коефіцієнт заповнення трубної решітки $\eta = 0,6$. Тому:

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot 24 \cdot \sqrt{\frac{232}{0,6}} = 520 \text{ мм}.$$

Визначаються діаметри патрубків.

Для парового патрубка при $t_{\text{с}} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\rho_1 = 0,826 \text{ кг/м}^3$: Тому:

$$D_{\text{п}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1 \cdot \tau}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{0,99}{0,826 \cdot 10 \cdot 1}} = 0,39 \text{ м}.$$

Для водяного патрубка:

$$D_{\text{в}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2 \cdot \tau}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{8,8}{983,2 \cdot 1 \cdot 1}} = 0,106 \text{ м}.$$

Отримані значення діаметрів патрубків слід округлити до найближчих стандартних розмірів.

Гідродинамічний розрахунок

Гідравлічний опір пароводяних підігрівачів за міжтрубним простором при конденсації пари на пучку вертикальних або горизонтальних трубок, як правило, не визначається. Величина такого опору при нормальній експлуатації теплообмінних апаратів, що працюють з невеликими швидкостями гріючої пари – до 10 м/с в міжтрубному просторі, дуже мала [9].

Для вторинного теплоносія (вода):

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{т2}} + \Delta P_{\text{м2}}.$$

Опір тертя:

$$\Delta P_{\tau 2} = \xi_2 \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} \cdot n_{\text{ход}} ,$$

де ξ_2 – коефіцієнт опору тертя:

$$\xi_2 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{p2}^{0,25}} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст}2}}{\text{Pr}_{p2}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(2,93 \cdot 10^4)^{0,25}} \left(\frac{2,03}{2,98} \right)^{0,33} = 0,0192.$$

$$\text{Тому} - \Delta P_{\tau 2} = 0,0192 \cdot \frac{1,5}{0,014} \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} \cdot 4 = 4030 \text{ Па} .$$

Місцеві опори визначають за формулою:

$$\Delta P_{m2} = \xi_{m2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} .$$

Величина коефіцієнта місцевого опору ξ_{m1} залежить від виду місцевого опору (дод. В), тому:

– удар і поворот потоку під вхідний і вихідний камерах $\xi_{m1}' = 2 \cdot 1,5 = 3$;

– вхід води з камер в трубки і вихід з трубок в камери $\xi_{m1}'' = 8 \cdot 1 = 8$;

– поворот на кут 180° в камерах $\xi_{m1}''' = 3 \cdot 2,5 = 7,5$.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi_{m1} = \xi_{m1}' + \xi_{m1}'' + \xi_{m1}''' = 3 + 8 + 7,5 = 18,5.$$

Тому місцеві опори дорівнюють:

$$\Delta P_{m2} = 18,5 \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} = 9100 \text{ Па} .$$

Загальний опір вторинного теплоносія:

$$\Delta P_2 = 4030 + 9100 = 13130 \text{ Па}.$$

Потужність, необхідна для переміщення теплоносія:

$$N_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{13130 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,236 \text{ кВт}.$$

ВИСНОВКИ

Результатом виконання курсової роботи є отримання навичок з проведення теплових та гідродинамічних розрахунків теплообмінних апаратів з метою визначення основних характеристик цих елементів теплової схеми.

Після проведення розрахунків дуже важливим є аналіз отриманих результатів з точки зору визначення габаритних характеристик теплообмінників і гідравлічних (аеродинамічних) опорів, що виникають при русі теплоносія у каналах теплообмінних апаратів.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сухов В. В. Основы конструирования и расчета теплообменных аппаратов. Методические указания / В. В. Сухов, Г. М. Казаков. – Нижний Новгород: ННГАСУ, 2009. – 60 с.
2. Андреев В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В. А. Андреев. – Л.: Энергия, 1971. – 152 с.
3. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов теплообменных турбоустановок / С. С. Берман. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.
4. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов / А. Д. Домашнев. – М.: Машгиз, 1961. – 624 с.
5. Маляренко В. А. Тепломасообмін в об'єктах альтернативної енергетики / В. А. Маляренко, О. В. Сенецкий; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 311 с. – ISBN 978-966-695-557-2.
6. Бродов Ю. М. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок : учебное пособие для вузов / Ю. М. Бродов, М.А. Ниренштейн; под ред. Ю. М. Бродова. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2001. – 373 с.
7. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 262 с.
8. Левин Б. И. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения / Б. И. Левин, Е. П. Шубин. – М.; Л.: Энергия, 1965. – 256 с.
9. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
10. Вукалович М. П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М. П. Вукалович, С. П. Рывкин, А. А. Александров. – М. : Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.

ДОДАТОК А

Труби сталеві за ГОСТ 3262-75, зі змінами

Умовний прохід d_y , мм	Зовнішній діаметр d_n , мм	Товщина стінки труб δ , мм		
		легкі	звичайні	посилені
10	17	2,0	2,2	2,8
15	21,3	2,5	2,8	3,2
20	26,8	2,5	2,8	3,2
25	33,5	2,8	3,2	4,0
32	42,3	2,8	3,2	4,0
40	48,0	3,0	3,5	4,0
50	60,0	3,0	3,5	4,5
65	75,5	3,2	4,0	4,5

ДОДАТОК Б

Труби сталеві за ГОСТ 10704-91

Умовний прохід d_y , мм	Зовнішній діаметр d_H , мм	Товщина стінки труб δ , мм	Маса 1 метру труби, кг
10	14	1,6	0,49
15	18	2	0,79
20	25	2	1,13
25	32	2	1,48
32	38	2	1,78
40	45	2	2,12
50	57	2,5	3,36
65	76	2,8	5,06
80	89	2,8	5,95
100	108	2,8	7,26
125	133	3,2	10,24
150	159	3,5	13,42
200	219	4	21,21
250	273	4	26,54
300	325	4	34,67

ДОДАТОК В

Коефіцієнти місцевого опору ξ окремих елементів теплообмінного апарату

№ з/п	Найменування деталі	ξ
1	Вхідна або вихідна камера (удар і поворот)	1,5
2	Поворот на 180° з однієї секції в іншу через проміжну камеру	2,5
3	Поворот на 180° через коліно в секційних підігрівачах	2,0
4	Вхід у міжтрубний простір під кутом 90° до робочого потоку	1,5
5	Поворот на 180° через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
6	Поворот на 180° в V – образних трубах	0,5
7	Огинання перегородок, що підтримують труби	0,5
8	Перехід з однієї секції в іншу (міжтрубний потік)	2,5
9	Вихід з міжтрубного простору під кутом 90°	1,0
10	Круглі змійовики (n – число витків)	0,5
11	Косинець 90°	1,0–2,0

ДОДАТОК Г

Порядок величин α для різних випадків конвективного теплообміну (орієнтовні значення)

Термодинамічний стан робочого тіла	α , Вт/(м ² ·°С)
Гази при природної конвекції та атмосферному тиску	5–15
Гази при русі в трубах або між ними при атмосферному тиску	30–100
Вода при природної конвекції	300–800
Вода при русі по трубах або між ними	1 000–10 000
В'язкі рідини при русі по трубах	200–2 000
Кипляча вода (пухирчасті кипіння)	2 000–25 000
Плівкова конденсація водяної пара	4 000–15 000
Крапельна конденсація водяної пара	30 000–120 000
Конденсація парів органічних рідин	500–2 000

ДОДАТОК Д

Дані до розрахунку водовдяних теплообмінників типу «труба в трубі»

Остання та передостання цифри залікової книжки	$t'_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$\lambda_{ст}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$t'_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q, \text{ кВт}$	$d_2/d_1, \text{ мм}$	$D_2/D_1, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$
	Остання цифра номера залікової книжки						Передостання цифра номера залікової книжки		
0	100	50	50	10	40	100	38/34	57/51	1,5
1	105	65	50	15	45	105	45/41	76/71	1,8
2	110	60	50	20	50	110	57/51	89/81	2,0
3	115	70	50	10	50	115	76/71	108/102	2,2
4	120	70	50	22	65	120	45/41	89/81	2,5
5	125	75	50	20	60	125	57/51	108/102	2,8
6	130	80	50	15	55	110	45/41	57/51	3,0
7	135	95	50	20	50	115	38/34	76/71	4,0
8	90	50	50	5	35	90	38/34	65/61	1,5
9	95	55	50	10	40	95	38/34	57/51	2,0

ДОДАТОК Е

Дані до розрахунку газоповітряних теплообмінників

Остання та передостання цифри залікової книжки	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$	$\lambda_{\text{ст}}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t''_1, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{кВт}$	$d_2/d_1, \text{мм}$	$v_1, \text{м/с}$	$v_2, \text{м/с}$
	Остання цифра номера залікової книжки						Передостання цифра номера залікової книжки		
0	20	80	45	350	170	290	57/51	14	5
1	25	105	45	360	180	300	45/41	15	6
2	30	110	45	370	190	310	76/71	12	7
3	35	125	45	380	190	380	89/81	14	8
4	40	130	45	390	160	370	57/51	15	9
5	15	115	45	340	150	360	45/41	15	8
6	10	90	45	330	140	350	76/71	13	5
7	5	105	45	320	130	320	89/81	16	6
8	45	145	45	400	200	330	45/41	12	6
9	50	150	45	410	210	340	57/51	15	7

ДОДАТОК Ж

Дані до розрахунку пароводяних теплообмінників

Остання та передостання цифри залікової книжки	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$	$\lambda_{\text{ЛПТ}}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$P, \text{МПа}$	$Q, \text{кВт}$	$d_2/d_1, \text{мм}$	$v_1, \text{м/с}$	$v_2, \text{м/с}$
	Остання цифра номера залікової книжки				Передостання цифра номера залікової книжки			
0	20	80	102	0,143	2200	16/14	10	0,5
1	30	90	102	0,198	2300	16/14	9	0,6
2	35	95	102	0,143	2400	16/14	10	0,7
3	25	75	102	0,198	2500	16/14	8	0,8
4	15	65	102	0,27	2600	16/14	9	0,9
5	20	90	102	0,361	2700	16/14	10	1,0
6	30	80	102	0,361	2800	16/14	9	0,9
7	35	95	102	0,27	2900	16/14	8	0,8
8	25	95	102	0,143	2100	16/14	10	0,7
9	15	85	102	0,198	2200	16/14	9	0,6

Виробничо-практичне видання

Методичні рекомендації
до виконання
курсової роботи
з навчальної дисципліни

**«ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОМАСООБМІН
В УСТАНОВКАХ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ»**

за темою

**«РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В УСТАНОВКАХ
З ВІДНОВЛЮВАНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ»**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
усіх форм навчання зі спеціальності
141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка,
освітньої програми «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії»)*

Укладачі : **СЕНЕЦЬКИЙ** Олександр Володимирович,
ФОРКУН Яна Борисівна

Відповідальний за випуск *О. В. Сенецький*
За авторською редакцією
Комп'ютерне верстання *Я. Б. Форкун*

План 2021, поз. 269М

Підп. до друку 05.09.2022. Формат 60 × 84/16.
Електронне видання. Ум. друк. арк. 3,1.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.