

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

В. І. Глибін

**ПРОЦЕСИ І АПАРАТИ
БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ
ВИРОБНИЦТВ**

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Посібник

Київ 2018

УДК 602.4:66-9 (075.8)

Г 54

Рецензенти: *О. О. Кузнєцова* – канд. техн. наук, доц. (Київський Національний авіаційний університет технологій та дизайну);

І. Л. Трофімов – канд. техн. наук, доц. (Національний авіаційний університет)

Рекомендовано вченою радою Національного авіаційного університету (протокол № 4 від 26.04.2017 р.).

Глибін В. І.

Г 54 Процеси і апарати біотехнологічних виробництв. Курсове проектування : посібник / В. І. Глибін. – К. : НАУ, 2018. – 84 с.

ISBN 978-966-932-

Посібник містить матеріал з вибору нормалізованого теплообмінного апарата, послідовності вибору і розрахунку режимних характеристик апарата, алгоритми розрахунку теплового балансу, гідравлічного опору апарата, конструкційного розрахунку основних вузлів апарата, необхідний для розрахунків довідковий матеріал, приклади розрахунків, а також рекомендації щодо оформлення пояснювальної записки до курсового проекту.

Для студентів спеціальності 162 «Біотехнологія та біоінженерія» спеціалізацій «Фармацевтична біотехнологія», «Екологічна біотехнологія та біоенергетика».

УДК 602.4:66-9 (075.8)

П845

ISBN 978-966-932-

© Глибін В.І., 2018

© НАУ, 2018

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	5
2. ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ	5
3. ОРГАНІЗАЦІЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ	8
4. СКЛАД, ОБСЯГ І СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	8
5. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ	9
5.1. Класифікація теплообмінників.....	9
5.2. Конструкції теплообмінників.....	11
5.3. Тепловий розрахунок теплообмінників.....	21
5.3.1. Основне рівняння теплопередачі.....	21
5.3.2. Рушійна сила теплопередачі.....	21
5.3.3. Коефіцієнт теплопередачі.....	23
5.3.4. Алгоритм теплового розрахунку теплообмінників.....	29
5.4. Гідравлічний розрахунок теплообмінників.....	32
5.5. Оптимізація процесу теплообміну.....	37
5.6. Конструкційний розрахунок теплообмінників.....	38
5.7. Приклади розрахунку теплообмінників.....	42
5.7.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника.....	42
5.7.2. Розрахунок теплообмінника «труба в трубі».....	57
6. ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТУ	67
7. ПОРЯДОК ЗАХИСТУ ПРОЕКТУ	69
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	71
Додаток	Ошибка! Закладка не определена.

ВСТУП

На сучасних підприємствах, де виробляють товарні продукти з використанням біотехнологій, відбуваються складні технологічні процеси із застосуванням різноманітної апаратури. Щоб керувати цими процесами й апаратами потрібні ґрунтовні знання методів розрахунку технологічних процесів і обладнання. Визначальна роль у підготовці таких спеціалістів належить дисципліні «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв», яка ґрунтується на фундаментальних законах природничих наук, є теоретичною основою біохімічної технології. У дисципліні розглядаються питання оптимального проектування устаткування для реалізації технологічних схем виробництва продукції біохімічної промисловості, фізична суть основних технологічних процесів та апаратів біотехнологічних виробництв; будова і розрахунок апаратів та їх оптимальна експлуатація для зниження собівартості виробництва, поліпшення якості продуктів і створення безпечних умов праці.

1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Згідно з робочою навчальною програмою навчальної дисципліни «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв» курсовий проект (КП) з дисципліни виконується у сьомому семестрі відповідно до затверджених у встановленому порядку методичних рекомендацій з метою закріплення та поглиблення теоретичних знань і вмінь, набутих студентом у процесі засвоєння навчального матеріалу з дисципліни.

Виконання КП є важливим етапом підготовки до виконання дипломного проекту (роботи) майбутнього фахівця-біотехнолога.

Під час виконання курсового проекту студент повинен показати вміння робити оптимальний вибір конструктивної схеми апарата для конкретної технологічної лінії, ґрунтуючись на фундаментальних рівняннях статички і кінетики процесів, обирати методикку розрахунку та виконувати параметричні, конструктивні, гідравлічні розрахунки, а також розрахунки на міцність та жорсткість найбільш відповідальних вузлів і деталей апарата; користуючись нормативно-технологічною документацією, виконувати складальні креслення основних вузлів та деталей за допомогою ЕОМ.

2. ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Типове завдання на курсовий проект. (Викладач може змінити параметри завдання).

Для технологічного процесу (назва процесу) розрахувати та спроектувати теплообмінник, для охолодження (нагрівання) робочої речовини. Початкова температура $t_1, ^\circ\text{C}$, кінцева температура $t_2, ^\circ\text{C}$.

Витрати робочої речовини G_1 , кг/год. Охолодження (нагрівання) провести (теплоносієм). Середня абсолютна шорсткість труб $e = 0,2$ мм.

Наприклад, для технологічного процесу виробництва оцтової кислоти розрахувати та спроектувати елементний кожухотрубний горизонтальний теплообмінник ЕЛ-61г (який має 61 трубу) для охолодження оцтової кислоти. Початкова температура $t_1 = 70 ^\circ\text{C}$, кінцева температура $t_2 = 30 ^\circ\text{C}$.

Витрати оцтової кислоти 26000 кг/год. Охолодження провести водою.

Середня абсолютна шорсткість труб $e = 0,2$ мм.

Умовні позначення в табл. 2.1:

КТ-1г, КТ-1в – кожухотрубний теплообмінник одноходовий (по теплообмінних трубах),

г– горизонтальний, в – вертикальний;

КТ-2г, КТ-2в – кожухотрубний теплообмінник двоходовий (по теплообмінним трубам),

г– горизонтальний, в – вертикальний;

КТ-4г, КТ-4в – кожухотрубний теплообмінник чотиреходовий (по теплообмінних трубах),

г– горизонтальний, в – вертикальний;

ЕЛ-13г, ЕЛ-13в – кожухотрубний теплообмінник одноходовий (по теплообмінних трубах) горизонтальний (або вертикальний), що має 13 труб (елементний теплообмінник);

ЕЛ-19г, ЕЛ-19в, ЕЛ-37г, ЕЛ-37в, ЕЛ-61г, ЕЛ-61в – елементні теплообмінники, що мають відповідно 19, 37, 61 трубу;

ТТ-25 – теплообмінник типу «труба в трубі», зовнішній діаметр внутрішньої труби $d = 25$ мм;

для ТТ-38 $d = 38$ мм, для ТТ-48 $d = 48$ мм, для ТТ-57 $d = 57$ мм відповідно.

Таблиця 2.1

Варіанти завдання на курсове проектування

№ з/п	Дані завдання				
	Номер техноло-гічної схеми	Модельна робоча речовина	Тип теплообмінника	$t_1 \rightarrow t_2, ^\circ\text{C}$	Витрати, кг/год
1	5	Ацетон	ЕЛ-19	20→50	19000
2	2	Бензол	КТ-1в	75→30	36000
3	3	Анілін	ЕЛ-13	80→40	12000
4	6	Оцтова кислота	КТ-4в	70→30	100000
5	1	Етанол 100%	ТТ-25	70→35	5000
6	4	Нітробензол	КТ-1г	20→70	34000
7	7	Бутанол-1	КТ-2г	85→35	55000
8	8	CCl ₄	КТ-4г	20→65	120000
9	9	Мурашина кислота	ЕЛ-13г	90→40	10000
10	10	Хлороформ	ТТ-57	60→30	24000
11	11	Хлорбензол	КТ-4в	70→35	95000
12	1	Етанол 60%	ЕЛ-19	20→50	18000
13	3	Толуол	ЕЛ-61	25→65	35000

Закінчення табл. 2.1

№ з/п	Дані завдання				
	Номер техноло_гічної схеми	Модельна робоча речовина	Тип теплообмінника	$t_1 \rightarrow t_2, ^\circ\text{C}$	Витрати, кг/год
14	4	Ізопропанол	КТ-1в	90→35	38000
15	1	Етанол 40%	КТ-1Г	75→40	35000
16	6	Дихлоретан	КТ-2Г	20→50	52000
17	7	Етилацетат	КТ-4Г	30→70	110000
18	8	Метанол	ТТ-38	60→30	9000
19	9	Ацетон	КТ-2в	55→30	54000
20	10	Бензол	ЕЛ-13в	35→65	14000
21	13	Анілін	КТ-2в	25→60	60000
22	6	Оцтова кислота	КТ-4в	30→65	115000
23	1	Етанол 100%	ЕЛ-61в	65→30	34000
24	12	Нітробензол	ЕЛ-19в	25→70	18000
25	6	Оцтова кислота	ЕЛ-37Г	65→25	26000

Технологічні схеми біотехнологічних процесів:

- 1 – Виробництво етилового спирту з меляси.
- 2 – Виробництво іммобілізованих ферментів.
- 3 – Виробництво інтерферону.
- 4 – Виробництво лимонної кислоти глибинним способом.
- 5 – Виробництво молочної кислоти.
- 6 – Виробництво оцтової кислоти.
- 7 – Виробництво бутанолу.
- 8 – Виробництво концентрату вітаміну В₁₂.
- 9 – Виробництво кормових дріжджів з рідких очищених n-парафінів.
- 10 – Виробництво кормового препарату біовіту.
- 11 – Виробництво лізину з бурякової маси.
- 12 – Виробництво кормового препарату ентобактерину.
- 13 – Виробництво глютамінової кислоти.
- 14 – Виробництво вітаміну С.

3. ОРГАНІЗАЦІЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Згідно з робочою навчальною програмою навчальної дисципліни «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв» курсовий проект з дисципліни виконується у сьомому семестрі.

Курсовий проект студент виконує, оформляє та захищає індивідуально відповідно до методичних рекомендацій.

Згідно із затвердженою робочою навчальною програмою час, потрібний для виконання курсового проекту – 54 год самостійної роботи студента.

Завдання на курсовий проект студенти отримують на початку сьомого семестру.

Після виконання кожного з етапів розрахунків (теплого, конструкційного, гідравлічного, механічного, економічного) студент за власним бажанням може подати проміжні розрахунки на перевірку викладачу. Після виправлення зауважень викладача студент виконує наступний етап роботи. Після того, як викладач затвердить результати теплових, конструкційних та гідравлічних розрахунків, студент може починати виконувати креслення і продовжувати інші розрахунки.

Студент може не здавати на перевірку проміжні етапи розрахунків, а подати цілком усю роботу.

До захисту не допускаються студенти, які не подали на перевірку пояснювальні записки та креслення і не виправили істотних помилок, на які вказав викладач.

4. СКЛАД, ОБСЯГ І СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Результати оформлюються у вигляді розрахунково-пояснювальної записки обсягом 35–40 с. формату А4 і графічної частини обсягом не менше ніж два аркуші формату А1–А2. Креслення виконуються в масштабах 1:5, 1:10, 1:20, 1:50, 1:100. Креслення циліндричних апаратів виконуються у двох проєкціях з

обов'язковими вузлами, креслення прямокутних апаратів – у трьох проєкціях.

Текстова частина курсового проекту оформлюється на аркушах формату А4 з титульною сторінкою, на якій вказуються група, прізвище студента. Рекомендується на титульній сторінці навести повний текст завдання.

У першій частині пояснювальної записки описується заданий технологічний процес з обґрунтуванням вибору застосованих технологічних апаратів. Описується призначення теплообмінника в обраній технологічній схемі.

У другій частині наводяться результати розрахунку теплообмінника. Структура розрахунково-пояснювальної записки повинна відповідати послідовності етапів роботи над курсовим проектом: описання та обґрунтування вибору режимних параметрів теплообмінника, виконання теплового, конструктивного, гідравлічного та економічного розрахунків.

Наприкінці необхідно навести список використаної літератури.

Послідовність розрахунків проілюстровано в наведених прикладах розрахунків теплообмінників.

5. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

5.1. Класифікація теплообмінників

За способом передавання теплоти всі теплообмінники поділяють на дві великі групи: поверхневі та змішувальні. У *поверхневих* теплообмінниках обидва теплоносії відокремлені один від одного твердою стінкою або по черзі контактують з однією і тією самою стінкою, яка бере участь у процесі теплообміну й утворює поверхню теплообміну. Залежно від призначення теплообмінного апарата цю поверхню також часто називають поверхнею нагріву або охолодження. У *змішувальних* теплообмінниках, або апаратах змішування, теплообмін здійснюється внаслідок безпосереднього контакту і змішування гарячого та холодного теплоносіїв.

Поверхневі теплообмінники, у свою чергу, поділяють на рекуперативні та регенеративні. У рекуперативних апаратах один бік поверхні теплообміну весь час обтікається гарячим теплоносієм, а другий – холодним. Теплота від одного теплоносія до другого передається крізь стінку з теплопровідного матеріалу, що їх розділяє. Напрямок теплового потоку в стінці лишається незмінним. У регенеративних апаратах одна й та сама поверхня теплообміну поперемінно обтікається то одним, то другим теплоносієм. У період нагрівання, тобто під час контакту з гарячим теплоносієм, у твердих тілах (насадці), що заповнюють апарат, акумулюється теплота, яка в період охолодження віддається рухомому холодному теплоносію. Напрямок потоку теплоти в стінках періодично змінюється.

У біотехнологічних виробництвах для нагрівання й охолодження використовують переважно рекуперативні теплообмінники. Тому далі під назвою «поверхневі теплообмінники» або просто «теплообмінники» розумітимемо рекуперативні теплообмінники.

Теплообмінники класифікують так [3]:

- 1) за видом теплоносіїв залежно від їх агрегатного стану – парорідинні, рідинно-рідинні, газорідинні, газо-газові, парогазові;
- 2) за конфігурацією поверхні теплообміну – трубчасті апарати з прямими трубками, трубчасті апарати з U-подібним трубним пучком, спіральні, пластинчасті, змійовикові, ребристі;
- 3) за компонованням поверхні нагріву – кожухотрубні, типу «труба в трубі», зрошувальні, заглибні, оболонкові.

Крім зазначених основних класифікаційних ознак теплообмінних апаратів, останні можна також класифікувати за деякими додатковими ознаками. Усі теплообмінні апарати поверхневого типу можна класифікувати залежно від напрямку потоків теплоносіїв:

- 1) прямотечійні, коли обидва теплоносії рухаються паралельно в одному напрямку;
- 2) протитечійні, коли обидва теплоносії рухаються в протилежних напрямках назустріч один одному;
- 3) з перехресною течією – теплоносії рухаються взаємно перпендикулярно;
- 4) зі складнішими схемами різного поєднання прямотечії, протитечії та перехресної течії.

Теплообмінні апарати можна також класифікувати за призначенням (підігрівники, охолодники тощо), за кількістю ходів теплоносія і т.ін.

5.2. Конструкції теплообмінників

Кожухотрубні теплообмінники. Вони найпоширеніші в хімічній промисловості, дають змогу створювати великі поверхні теплообміну в одному апараті, прості у виготовленні і надійні в експлуатації.

На рис. 5.1 зображено схему вертикального кожухотрубного одноходового теплообмінника, що складається з корпусу 1, приварених до нього нерухомих трубних решіток 2, пучка труб 3, кінці яких закріплені в трубних решітках розвальцюванням або зварюванням. До трубних решіток прикріплено кришки 4.

Один з теплоносіїв I рухається всередині труб, а другий II – у просторі між кожухом і трубами (у міжтрубному просторі).

Через малу швидкість руху теплоносіїв одноходові теплообмінники працюють з низьким коефіцієнтом теплопередачі. Щоб збільшити швидкість руху теплоносіїв, застосовують багатоходові теплообмінники (рис. 5.2), у яких пучок труб за допомогою поперечних перегородок 1, встановлених у кришках, розділений на кілька секцій (ходів), по яких теплоносій I проходить послідовно.

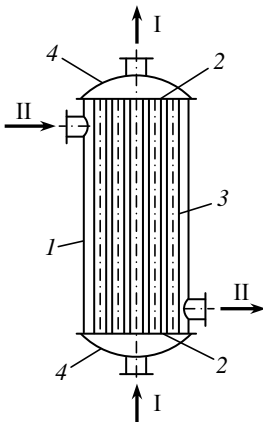


Рис. 5.1. Схема кожухотрубного одноходового теплообмінника

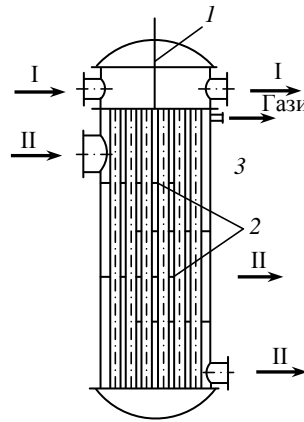


Рис. 5.2. Схема кожухотрубного багатоходового теплообмінника

Швидкість руху теплоносія Π в міжтрубному просторі підвищують, установлюючи ряд сегментних перегородок 5. Із двох теплоносіїв, що рухаються в трубах і в міжтрубному просторі, треба збільшувати швидкість руху насамперед того, який під час теплообміну має менший коефіцієнт тепловіддачі.

Труби у трубних решітках розміщують переважно по периметрах правильних шестикутників (рис. 5.3, *a*). Для цієї схеми, обчислюючи загальну кількість n труб у теплообміннику, ураховують кількість труб a , розміщених на боці найбільшого шестикутника:

$$n = 3a(a-1) + 1.$$

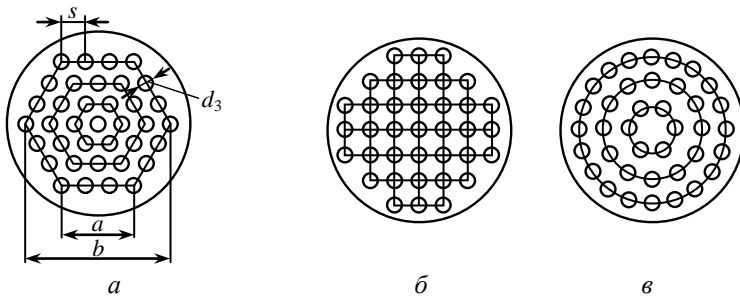


Рис. 5.3. Схеми розміщення труб у трубних решітках

Кількість труб, розміщених по діагоналі найбільшого шестикутника, визначають за формулою

$$b = 2a - 1.$$

У разі закріплення труб у трубних решітках розвальцюванням крок розміщення труб вибирають залежно від їх зовнішнього діаметра d_3 у межах

$$s = (1,3 \dots 1,5) d_3.$$

У разі закріплення труб зварюванням крок розміщення труб вибирають меншим ($s = 1,25d_3$).

Діаметр теплообмінника визначають із співвідношення

$$D = s(b-1) + 4d_3.$$

Іноді труби розміщують по периметрах квадратів (рис. 5.3, б) або по концентричних колах (рис. 5.3, в).

Проектуючи кожухотрубні теплообмінники, теплоносій, що найбільше забруднює поверхню теплообміну, направляють у труби (трубний простір), які легше очищати.

За різниці температур між кожухом і трубами понад 50 °С або в разі значної довжини труб застосовують кожухотрубні теплообмінники з різними компенсаторами температурних подовжень.

Теплообмінник з лінзовим компенсатором 3 на корпусі 1 зображено на рис. 5.4, а і 5.5. Температурні деформації компенсуються осьовим стисканням або розширенням цього компенсатора температурних подовжень.

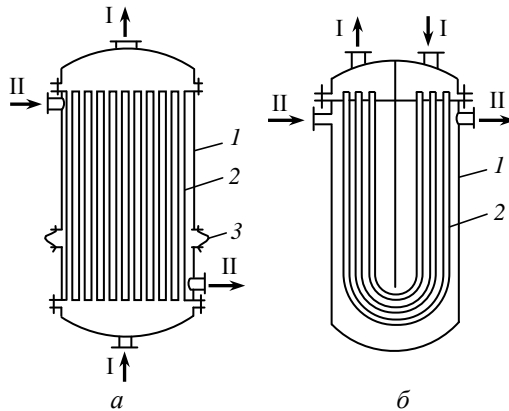


Рис. 5.4. Схеми кожухотрубних теплообмінників з компенсаторами

Такі теплообмінники використовують за температурних деформацій, що не перевищують 15 мм, і за тисків у міжтрубному просторі до $6 \cdot 10^5$ Па.

Кожухотрубні теплообмінники з лінзовими компенсаторами стандартизовані [1,6,7].

Якщо треба забезпечити значні переміщення труб і кожуха, використовують теплообмінники з U-подібними трубками 2 (див. рис. 5.4, б), обидва кінці яких закріплені в одній трубній решітці. Кожну трубу можна вільно подовжувати незалежно від інших. Недоліком такого теплообмінника є складність очищення внутрішньої поверхні труб.

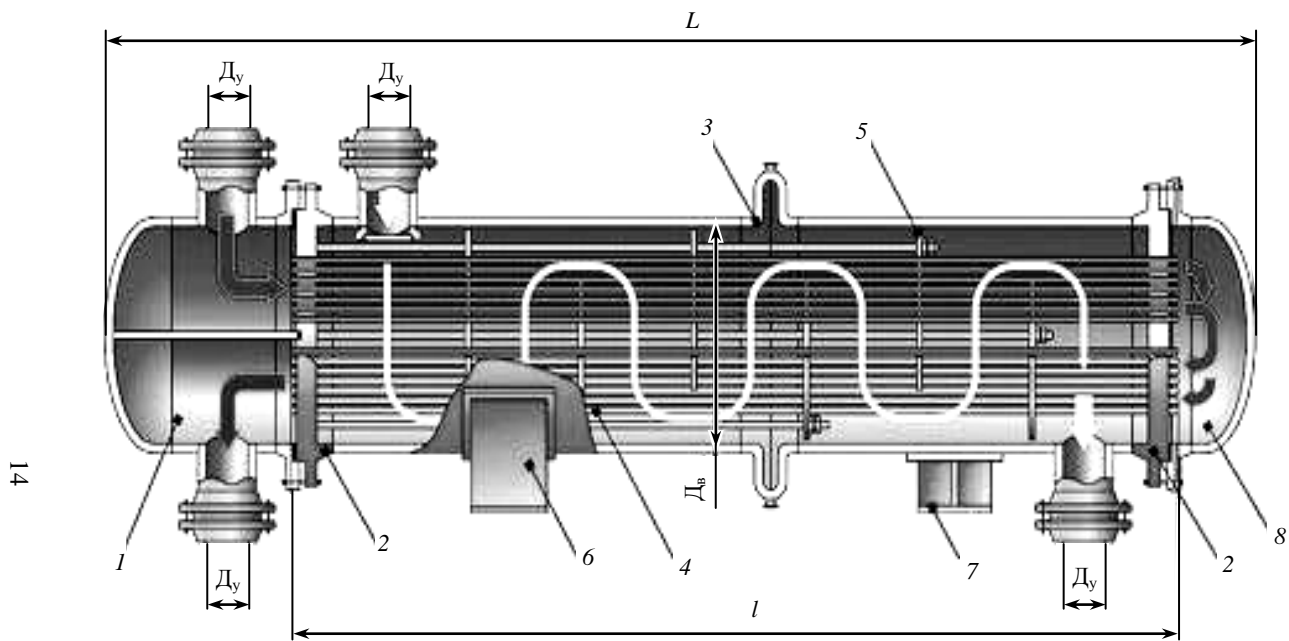


Рис. 5.5. Розріз двоходового кожухотрубного теплообмінника:
 1 – камера розподілу рідини трубного простору; 2 – фланці кожуха; 3 – лінзовий компенсатор температурних напружень; 4 – теплообмінна труба; 5 – перегородка міжтрубного простору; 6, 7 – опори, 8 – кришка.

Двотрубні теплообмінники типу «труба в трубі».

Теплообмінники цього типу складаються з кількох послідовно з'єднаних елементів, утворених двома концентрично розміщеними трубами (рис. 5.6). Один теплоносій рухається у внутрішніх трубах, а другий – у кільцевому зазорі між внутрішніми 1 і зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби окремих елементів з'єднані послідовно колінами (калачами) 3, а зовнішні – патрубками 4. Завдяки невеликому поперечному перерізу в теплообмінниках «труба в трубі» досягають високих швидкостей руху теплоносіїв (для рідин 1,0...1,5 м/с) і високої інтенсивності теплообміну. Проте ці теплообмінники дуже громіздкі та металомісткі. Тому їх використовують лише в разі малих об'ємних витрат теплоносія і незначних поверхонь теплообміну. Ці теплообмінники також стандартизовані [10].

Заглибні теплообмінники. Їх зазвичай виготовляють у вигляді змійовиків (рис. 5.7). Змійовик 3 занурений у рідину, яку нагрівають або охолоджують теплоносієм, що рухається всередині змійовика. Коефіцієнт теплопередачі в цих теплообмінниках порівняно низький, але через простоту виготовлення вони набули значного поширення.

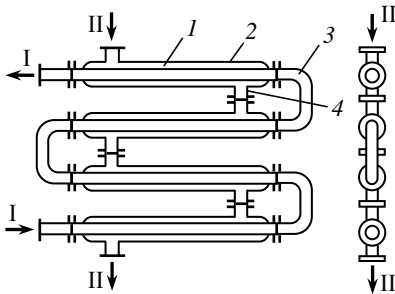


Рис. 5.6. Схема теплообмінника типу «труба в трубі»

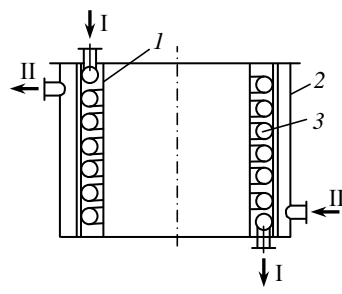


Рис. 5.7. Схема заглибного змійовикового теплообмінника

Щоб збільшити швидкість руху рідини і, отже, інтенсифікувати теплообмін, у корпусі 2 встановлюють витіснювальний стакан 1.

Через порівняно великий гідравлічний опір змійовика швидкість руху рідини в ньому витримують у межах 0,3...0,8 м/с, а для газів за атмосферного тиску 3...10 м/с. Змійовики часто виготовляють з прямих труб, з'єднаних калачами.

Зрошувальні теплообмінники. Їх складають зі змійовиків, зрошуваних ззовні рідким теплоносієм (зазвичай водою), і застосовують переважно як холодильники. Змійовики виготовляють з прямих горизонтальних труб 1 (рис. 5.8), розміщених одна над одною і послідовно з'єднаних між собою «калачами» 2. Зверху змійовики зрошують водою, яка рівномірно розподіляється коритцем 3 із зубчастими краями. Відпрацьовану воду відводять з піддона 4, усталовленого під змійовиками. Зрошувальні теплообмінники прості за будовою, але досить громіздкі. Теплообмін від труб до зрошувальної води характеризується невисокими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі.

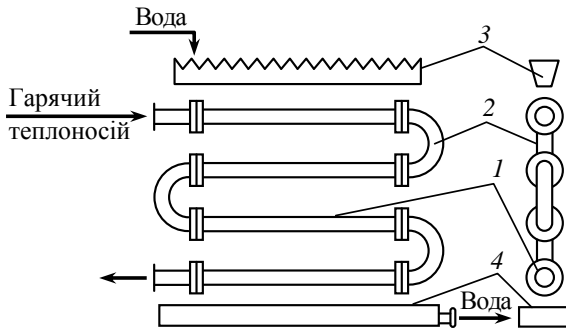


Рис. 5.8. Схема зрошувального теплообмінника

Спіральні теплообмінники. У цих теплообмінниках поверхню теплообміну утворюють два зігнуті у вигляді спіралей металеві листи 1 і 2 (рис. 5.9), внутрішні кінці яких приварені до перегородки 3. Зовнішні кінці листів зварені один з одним. Між листами утворюються канали прямокутного перерізу, у яких рухаються теплоносії I і II. Із торців канали закриті плоскими кришками 4 на прокладках.

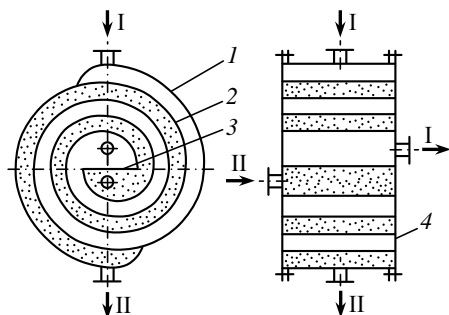


Рис. 5.9. Схема спірального теплообмінника

Переваги спіральних теплообмінників: компактність, можливість пропускання обох теплоносіїв з високими швидкостями, що забезпечує великий коефіцієнт теплопередачі. За однакових швидкостей робочих середовищ у спіральних теплообмінниках гідравлічний опір менший, ніж у кожухотрубних.

Недоліками спіральних теплообмінників слід вважати складність виготовлення та низький робочий тиск – до 10^6 Па.

Пластинчасті теплообмінники (рис. 5.10, *a*). Поверхню теплообміну в них створюють гофровані паралельні пластини 2. У складеному вигляді пластини стиснуті між нерухоною 1 та рухоною 3 плитами. Ущільнені пластини гумовими прокладками. Велика прокладка 4 (рис. 5.10, *б*) обмежує канал для проходження рідини I між пластинами крізь отвори 5 і 6. Малі кільцеві прокладки 7 ущільнюють отвори, крізь які протитечійно до рідини I надходить і виходить через отвори 8 і 9 рідина II. Теплоносій у пластинчастому теплообміннику рухається тонким шаром (3...6 мм), що сприяє інтенсифікації процесу. Завдяки рифленій поверхні пластин за порівняно малої швидкості руху рідини (0,3...0,8 м/с) унаслідок штучної турбулізації потоку досягають високих коефіцієнтів теплопередачі за незначного гідравлічного опору. Конструктивні, експлуатаційні та теплотехнічні переваги пластинчастих теплообмінників сприяють дедалі ширшому застосуванню їх на підприємствах хімічної промисловості. Недолік їх – велика кількість довгих ущільнювальних прокладок.

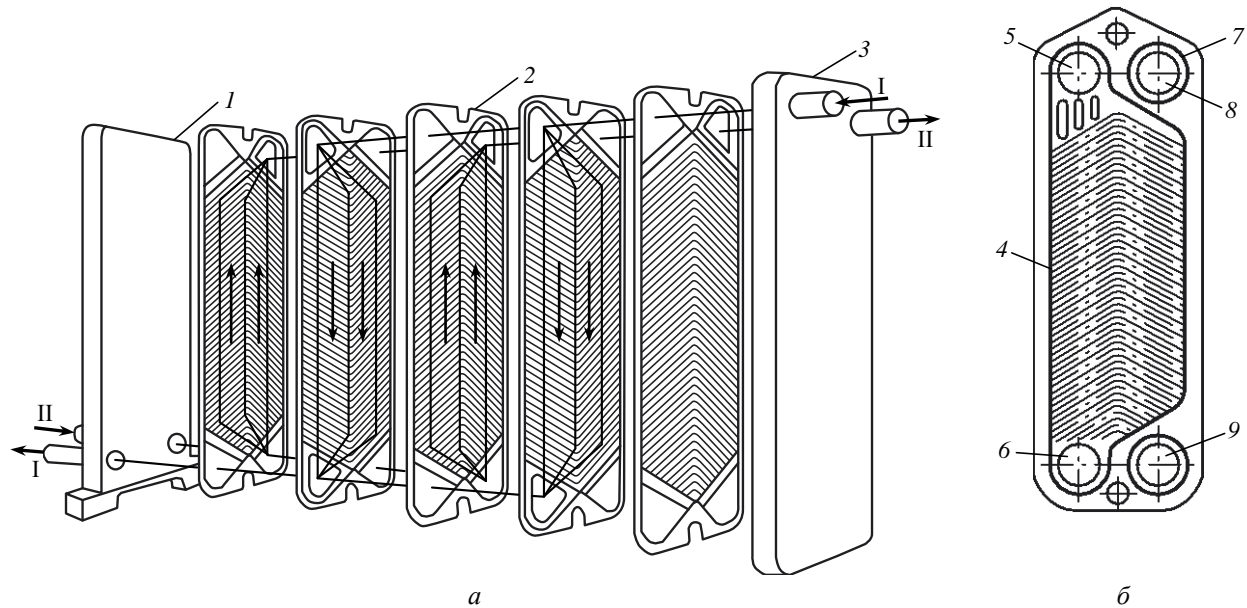


Рис. 5.10. Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику (а) і форма пластин (б)

Рибристі теплообмінники. Для більшої компактності теплообмінників використовують вторинні поверхні (ребра) з боку теплоносія, що відрізняється низьким значенням коефіцієнта тепловіддачі.

На рис. 5.11 зображено поверхню, що утворена за допомогою круглих ребер 2, закріплених на зовнішній поверхні круглих труб 1. Таку конструкцію часто використовують у теплообмінниках газ – рідина або газ – пара, у яких за оптимальної конструкції поверхня з боку газу має бути максимальною, наприклад, у калориферах для нагрівання повітря паром в сушильних установках, а також в апаратах повітряного охолодження.

Оболонкові теплообмінники. У них нагрівання й охолодження здійснюють поряд з іншими технологічними процесами. Поверхню теплообміну в них утворюють стінки самого апарата (рис. 5.12). До корпусу 2 кріплять оболонку 3 за допомогою фланцевого з'єднання 1. У просторі між оболонкою і зовнішньою поверхнею корпусу апарата циркулює теплоносій I, в апараті – теплоносій II. Застосування таких апаратів обмежене невеликими поверхнями теплообміну (до 10 м^2) і тиском в оболонці (до 1 МПа).

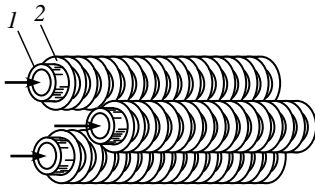


Рис. 5.11. Поверхня з оребрених труб ребристого теплообмінника

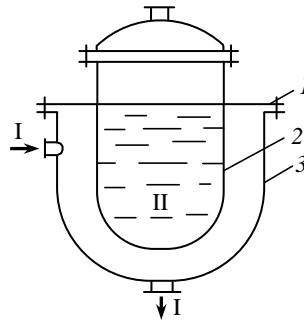


Рис. 5.12. Схема оболонкового теплообмінника

Порівняльна характеристика і галузі застосування різних теплообмінників. Різноманітність конструкцій теплообмінників, а також вимог, що до них ставляться, утруднюють вибір апаратів для різних конкретних умов перебігу процесу. Зазвичай жодна з конструкцій не відповідає цілком усім вимогам і доводиться обмежуватись вибором такої, що задовольняє лише основні вимоги.

В одноходових кожухотрубних теплообмінниках досить великої швидкості в трубах, а отже, і високого коефіцієнта тепловіддачі

можна досягти тільки в разі великих витрат середовища, що в них рухається. Це зумовлюється відносно великим сумарним поперечним перерізом труб. Тому такі апарати застосовують, коли швидкість процесу визначається коефіцієнтом тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також як кип'ятильники.

Багатоходові кожухотрубні теплообмінники застосовують переважно як парорідинні підігрівники і конденсатори. Тоді взаємний напрямок руху теплоносіїв не впливає на значення середньої рушійної сили.

Теплообмінники «труба в трубі» застосовують у разі незначних витрат теплоносіїв для теплообміну між двома рідинами і між рідиною та парою, що конденсується. Ці апарати прості, їх легко виготовляти, вони дають змогу здійснити чисту протитечію і досягти великих швидкостей руху для теплоносіїв. Проте за значних теплових навантажень вони громіздкі та матеріалоємні.

Заглибні теплообмінники використовують як підігрівники і холодильники для рідин за малих теплових навантажень.

Зрошувальні теплообмінники використовують як холодильники, зокрема для теплоносіїв, що спричинюють корозію апаратури, і як конденсатори.

Спиральні та пластинчасті теплообмінники використовують у разі теплообміну між двома рідинами, а також між рідиною і парою, що конденсується. Вони компактні, інтенсивність теплообміну в них висока.

Ребристі теплообмінники призначені переважно для теплообміну між газом і рідиною або парою.

Оболонкові теплообмінники (переважно періодичної дії) застосовують за малих теплових навантажень для охолодження або нагрівання в'язких рідин і середовищ, які активно хімічно впливають на матеріал поверхні теплообміну.

Теплообмінні апарати всіх типів мають працювати в оптимальних теплових режимах, що відповідають поєднанню заданої продуктивності та інших показників технологічного процесу з мінімальною витратою теплоти.

5.3. Тепловий розрахунок теплообмінників

5.3.1. Основне рівняння теплопередачі

Теплообміном називають процес передавання теплоти від одного тіла до другого. Необхідною і достатньою умовою для теплообміну є різниця температур між цими тілами.

Речовини, які беруть участь у процесі теплообміну, називають теплоносіями. Речовину з вищою температурою називають *гарячим* теплоносієм, а речовину з нижчою температурою – *холодним*. Як гарячі теплоносії в промисловості найчастіше використовують водяну пару, гарячу воду, нагріте повітря, димові гази і гарячі мінеральні масла, а як холодні теплоносії – воду, повітря, ропу (розсіл), аміак і фреони.

У поверхневих теплообмінниках гарячий та холодний теплоносії відокремлені твердою стінкою, через яку і відбувається теплопередача.

Основним рівнянням теплопередачі є

$$Q = K F \Delta t_{\text{сер}}, \quad (5.1)$$

де Q – кількість переданої за одиницю часу теплоти, Вт; K – коефіцієнт теплопередачі, який характеризує швидкість перенесення теплоти, Вт/(м² · К); F – площа поверхні теплообміну, м²; $\Delta t_{\text{сер}}$ – рушійна сила процесу, або середня різниця температур між теплоносіями, К.

Розглянемо складові рівняння (5.1).

5.3.2. Рушійна сила теплопередачі

Такою силою є різниця температур між теплоносіями, яку називають температурним напором. Під час теплопередачі від одного теплоносія до другого температурний напір, як правило, не зберігає постійного значення вздовж поверхні теплообміну. Тому в теплових розрахунках користуються середнім температурним напором.

Характер змінення температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну для різних видів теплопередачі показано на рис. 5.13.

У процесі нагрівання або охолодження теплоносія без зміни агрегатного стану температура його вздовж поверхні теплообміну змінюється за деякими експоненціальними кривими (рис. 5.13, а, б). Температурний напір і витрата теплоносіїв залежать від взаємного напрямку руху їх.

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

Середнє значення температурного напору в разі прямотечії менше, ніж у разі протитечії. Унаслідок цього протитечійний теплообмінник компактніший. Проте, якщо температура одного з теплоносіїв постійна (рис. 5.13, *в, з, е*), то середнє значення температурного напору не залежить від схеми руху. Середню різницю температур для схем руху *а, б, в, з і е* визначають як середню логарифмічну різницю

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (5.2)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – більша і менша різниці температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника, К.

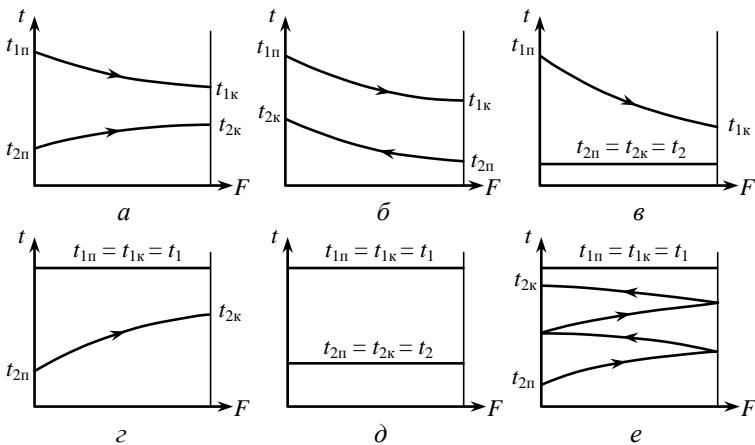


Рис. 5.13. Графіки змінення температур теплоносіїв: *а* – прямотечія; *б* – протитечія; *в* – випарювання за допомогою гарячої рідини; *з* – нагрівання рідини насиченою паром; *д* – випарювання насиченою паром; *е* – нагрівання насиченою паром у разі багаторазової зміни напрямку руху рідини

Якщо $t_{\delta}/t_m < 2$, середньо-логарифмічну різницю без помітної похибки можна замінити середньоарифметичною різницею:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}. \quad (5.3)$$

У разі випарювання насиченою парою (рис. 5.13, д) різниця температур уздовж поверхні теплообміну буде постійною:

$$\Delta t = t_1 - t_2.$$

Для апаратів з перехресною і змішаною течіями теплоносіїв (у багатоходових теплообмінниках) середню різницю температур визначають за формулою (5.2) з поправковим коефіцієнтом ε :

$$\Delta t_{\text{сер}} = \varepsilon \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}. \quad (5.4)$$

При використанні формули (5.4) основною проблемою є знаходження поправкового коефіцієнта ε . Застосування допоміжних графіків, наведених у спеціальній літературі, є трудомістким, при цьому різниця визначених значень ε дуже велика.

Для багатоходових теплообмінників з простою змішаною течією (один хід у міжтрубному просторі та парна кількість ходів у трубному) більш зручно використовувати формулу [5, с. 167]:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m - A}}, \quad (5.5)$$

де $A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2}$, Δt_{δ} – більша з різниць температур на кінцях теплообмінника; Δt_m – менша різниця температур (на іншому кінці теплообмінника); δT – зміна температури гарячого теплоносія, δt – зміна температури холодного теплоносія.

5.3.3. Коефіцієнт теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі K показує, яка кількість тепла передається від гарячого теплоносія до холодного через 1 м^2 поверхні стінки, яка їх відокремлює, протягом 1 с за різниці температур між теплоносіями 1 К .

Визначаючи коефіцієнт теплопередачі за температур, які не перевищують 100 °С, зазвичай враховують лише теплопровідність та конвекцію. (Іноді внесок випромінювання враховують відповідним збільшенням коефіцієнтів тепловіддачі). Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі K , Вт/(м²·К), через багатошарову плоску стінку застосовують формулу

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.6)$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки та від стінки до холодного теплоносія; δ_i – товщини шарів стінки; λ_i – коефіцієнти теплопровідності шарів.

Крім термічного опору безпосередньо твердої (зазвичай металевої) стінки, враховують термічні опори шарів забруднення, що утворюються з часом на поверхнях стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі α , Вт/(м²·К), застосований у рівнянні Ньютона–Ріхмана для густини конвективного теплового потоку q :

$$q = \alpha (t_{ст} - t_c),$$

де $t_{ст}$ – температура поверхні стінки; t_c – температура рухомого середовища.

Коефіцієнт тепловіддачі α показує кількість тепла, яка передається від 1 м² поверхні стінки до теплоносія (або від теплоносія до 1 м² поверхні стінки) протягом 1 с за різниці температур між стінкою і теплоносієм 1 К.

У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі α залежить від ряду факторів. Основні з них:

1) швидкість течії рідини w , її густина ρ і динамічна в'язкість μ , тобто фактори, які (разом з геометричними параметрами) визначають режим течії рідини;

2) теплові властивості рідини – питома теплоємність c_p , теплопровідність λ , а також коефіцієнт об'ємного термічного розширення β ;

3) геометричні параметри – форма і визначальні розміри l поверхні теплопередачі, а також шорсткість поверхні.

Із цих факторів, від яких залежить інтенсивність конвективного теплообміну, а саме, величина α , основним є режим руху теплоносія.

Унаслідок складної залежності α від великої кількості факторів неможливо отримати розрахункове рівняння для α , придатне для усіх випадків тепловіддачі. Лише з багатьох дослідних даних за допомогою *теорії подібності* можна отримати узагальнені критеріальні рівняння для типових випадків тепловіддачі, які дозволяють розраховувати α для умов кожної конкретної задачі. У критеріальні рівняння входять безрозмірні комплекси (критерії подібності), що характеризують фізичні особливості задачі, яку потрібно розв'язати.

Визначальним критерієм, у який входить коефіцієнт тепловіддачі α , найчастіше є критерій Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

де λ – теплопровідність теплоносія (Вт/(м·К)) за визначальної температури; l – визначальний лінійний розмір поверхні теплообміну (м).

Критерій Nu можна визначити як міру співвідношення густини конвективного потоку тепла α до питомого теплового потоку, що виникає тільки внаслідок теплопровідності в шарі товщиною l ($\lambda/l = 1/R_T$ – теплова провідність цього шару), або як кратність збільшення інтенсивності теплообміну внаслідок конвекції порівняно з власне теплопровідністю.

Знаючи критерій Нуссельта, легко визначити α :

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}. \quad (5.7)$$

За конвективного теплообміну критеріальне рівняння в загальному випадку має такий вигляд

$$Nu = f(z_1, z_2, \dots, z_n),$$

де z_i – критерії подібності.

Найчастіше використовують критерії Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа.

Безрозмірний комплекс

$$Re = \frac{\omega l \rho}{\mu}, \quad (5.8)$$

названий критерієм Рейнольдса, призначений для визначення режиму течії рідини – ламінарний, перехідний чи турбулентний. Для вимушеної течії зазвичай $l = d_{\text{екв}}$, де $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний (гідрравлічний) діаметр. Критерій Re є мірою співвідношення між силами інерції і внутрішнього тертя в потоці рідини.

Тут ω – середня швидкість рідини, м/с; ρ – густина рідини, кг/м³, μ – коефіцієнт динамічної в'язкості Па·с.

Безрозмірний комплекс

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \quad (5.9)$$

названий критерієм Прандтля, цілком складений з теплофізичних властивостей середовища (рідини або газу). Це єдиний критерій, у який не входить визначальний геометричний розмір. Значення μ , c_p , λ треба брати за визначальної температури. Критерій Pr є мірою подібності полів температур і швидкостей.

Для ламінарного режиму течії використовують критерій Грасгофа Gr .

Критерій Грасгофа відображає співвідношення між архімедовою піднімальною силою і силами внутрішнього тертя, а також ураховує розширення (стиснення) теплоносія за зміни температури:

$$Gr = \frac{g l^3 \beta (t_{\text{ст}} - t_c)}{\nu^2}, \quad (5.10)$$

де $\beta = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}$ – коефіцієнт об'ємного розширення середовища, 1/К;

$g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; l – визначальний геометричний розмір, $\nu = \mu/\rho$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с. Значення β і ν треба брати за визначальної температури.

Для знайденого критеріального рівняння необхідно розрахувати числові значення критеріїв подібності. Дуже важливо правильно знаходити визначальний геометричний розмір l та визначальну температуру t_B , за якої необхідно знаходити релевантні властивості середовища (λ , μ , ρ , c_p , β).

Для виділеної типової ситуації тепловіддачі застосовують різні форми критеріальних рівнянь для режимів ламінарної та турбулентної течій, або за однакової аналітичної форми відрізняються числові значення коефіцієнтів.

Наведемо критеріальні рівняння для деяких типових ситуацій, які характерні для трубчастих теплообмінників.

Течія рідини в прямих трубах круглого перерізу та каналах.

1. Ламінарна течія – $Re < 2100$ та $GrPr > 8 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_1, \quad (5.11)$$

де Pr – критерій Прандтля (5.9), який визначається за середньої температури рідини; $Pr_{ст}$ – критерій Прандтля, який визначається за температури стінки, Gr – критерій Грасгофа (5.10); ε_1 – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби і залежить від відношення довжини труби до її діаметра (l/d). Значення цього коефіцієнта наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Значення ε_1 за ламінарного та турбулентного режимів

l/d	ε_1		
	$Re = 2 \cdot 10^3$	$Re = 2 \cdot 10^4$	$Re = 2 \cdot 10^5$
1	1,9	1,51	1,28
2	1,70	1,40	1,22
5	1,44	1,27	1,15
10	1,28	1,18	1,10
15	1,18	1,13	1,08
20	1,13	1,11	1,06
30	1,05	1,05	1,03
40	1,02	1,02	1,02
50	1,00	1,00	1,00

2. Перехідний режим – $2100 < Re < 10^4$

$$Nu = K_0 Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт K_0 залежить від критерію Рейнольдса Re (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Значення K_0

$Re \cdot 10^{-4}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	6	8	10
K_0	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	19,5	27,0	33,3

3. Турбулентна течія – $Re > 10^4$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr / Pr_{ct})^{0,25} \varepsilon_1. \quad (5.13)$$

Значення коефіцієнта ε_1 наведено в табл. 5.1.

У виразах (5.11)–(5.13) визначальною температурою є середня температура рідини, визначальним лінійним розміром для труб – внутрішній діаметр труби, для каналів – еквівалентний діаметр, який розраховується за формулою: $d_{екв} = \frac{4S}{\Pi}$, де S – площа живого перерізу каналу; Π – змочений периметр каналу.

Теплообмін за поперечного обтікання пучка труб. Пучки труб (рис. 5.14) (кут атаки $\varphi = 90^\circ$). Використовуються два види розміщення труб у пучках: коридорне (рис. 5.14, а) і шахове (рис. 5.14, б).

Середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо $Re = 10^3 \dots 10^6$ (турбулентна течія), можна визначити з рівняння

$$Nu = c Re^n Pr^{0,36} \left(\frac{Pr_c}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s. \quad (5.14)$$

Для шахового пучка $c = 0,41$; $n = 0,6$; для коридорного пучка $c = 0,26$; $n = 0,65$.

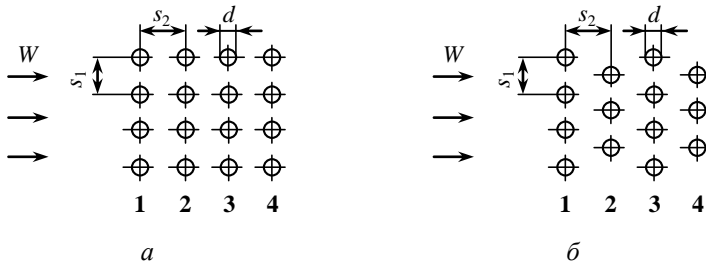


Рис. 5.14. Схеми розміщення труб у пучках

Коефіцієнт ε_s , який враховує вплив відносних поперечного $\frac{s_1}{d}$ і поздовжнього $\frac{s_2}{d}$ кроків для коридорного пучка $\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0,15}$, для шахового, якщо $\frac{s_1}{s_2} < 2$, $\varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{-0,15}$; якщо $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$, тоді $\varepsilon_s = 1$.

Коефіцієнт ε_i , який враховує номер ряду, для першого ряду $\varepsilon_1 = 0,6$, для другого ряду шахового пучка $\varepsilon_2 = 0,9$, коридорного $\varepsilon_2 = 0,7$, для третього і наступних рядів $\varepsilon_3 = 1$.

Як визначальну температуру беруть середню температуру середовища, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби, швидкість течії середовища – швидкість у найвужчому перерізі ряду труб.

У разі руху теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників, які мають перегородки, у формулі (5.14) для шахового розташування труб приймають, що $\varepsilon_i \varepsilon_c = 0,6$. Формула (5.14) набуває вигляду

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr_c}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \quad (5.15)$$

Враховано, що теплоносій в міжтрубному просторі лише частину шляху рухається поперек труб за кута атаки, який менший від 90° , крім того він може протікати крізь щілини між перегородками та кожухом або трубами.

5.3.4. Алгоритм теплового розрахунку теплообмінників

Під час проектування теплообмінних апаратів тепловий розрахунок зводиться до визначення потрібної поверхні теплообміну за основним рівнянням теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{сеп}}. \quad (5.16)$$

Отже, щоб виконати проектний тепловий розрахунок теплообмінника, треба послідовно визначити теплове навантаження Q , середню різницю температур $\Delta t_{сеп}$ та коефіцієнт теплопередачі K .

Існує кілька варіантів задання необхідних режимних параметрів теплообмінника. Зазвичай задають масові витрати G речовини, яку необхідно нагріти (або охолодити); відповідно задаються початкова і кінцева температури робочої речовини. Залежно від цих температур обирають нагрівальний (або охолоджувальний) теплоносіє та його початкову температуру (іноді задають одночасно початкову та кінцеву температуру).

Теплове навантаження теплообмінника визначають з рівняння теплового балансу. Якщо знехтувати втратами теплоти в навколишнє середовище, які зазвичай не перевищують 5 %, то рівняння теплового балансу матиме вигляд

$$Q = Q_1 = Q_2, \quad (5.17)$$

де Q_1 – кількість теплоти, яку віддав гарячий теплоносіє за одиницю часу, Вт; Q_2 – кількість теплоти, яку передано холодному теплоносіє, Вт.

Якщо під час теплообміну не змінюється агрегатний стан гарячого теплоносія, тоді

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_{1п} - t_{1к}), \quad (5.18)$$

де G_1 – витрата гарячого теплоносія, кг/с; c_1 – середня питома теплоємність гарячого теплоносія, Дж/(кг·К); $t_{1п}$, $t_{1к}$ – температури теплоносія на вході в апарат і на виході з нього, °С. Аналогічно для холодного теплоносія

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2п}). \quad (5.19)$$

Теплове навантаження Q визначають для робочої речовини. Якщо робоча речовина – це гарячий теплоносіє, який треба охолоджувати, то за рівнянням (5.18) визначають теплове навантаження, а рівняння (5.18), (5.19) використовують або для розрахунку витрат G_2 охолоджувального теплоносія, якщо задано його $t_{2п}$ і $t_{2к}$, або для розрахунку кінцевої його температури $t_{2к}$, якщо задано витрати G_2 та початкову температуру $t_{2п}$. Якщо робочу речовину треба нагрівати, то Q визначають за рівнянням (5.19), відповідні параметри гарячого теплоносія розраховують за рівняннями (5.17)–(5.18).

Коефіцієнт теплопередачі визначають за формулою (5.6).

Коефіцієнти тепловіддачі для теплоносія, який рухається по трубах, обчислюють за формулами (5.11)–(5.13).

У разі руху теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників застосовують формулу (5.15).

Важливе значення має місце введення теплоносіїв у теплообмінник. Під час проектуванні кожухотрубного теплообмінника теплоносій з більш низькими витратами і меншим коефіцієнтом тепловіддачі для підвищення швидкості слід направляти в трубний простір. По трубах пропускають також теплоносії, які викликають корозію металу, а також суспензії. Для зменшення теплових втрат у нагрівальних теплообмінниках більш гарячий теплоносій направляють у труби, а в холодильниках – у міжтрубний простір, що сприяє більш інтенсивному охолодженню за рахунок відведення частини тепла в оточуюче середовище. Взаємний напрямок руху теплоносіїв впливає на рушійну силу процесу. Більш високий середній температурний напір забезпечується під час протитечії теплоносіїв. Для вертикальних апаратів рідину, що нагрівається, слід подавати знизу, а рідину, що охолоджується, – зверху. Таким чином забезпечується однаковий напрямок природної та вимушеної конвекції, що, по-перше, підвищує інтенсивність теплообміну (за турбулентного руху теплоносіїв), по-друге, зменшує ймовірність утворення застійних зон в апараті.

Для теплообмінників «труба в трубі» формули (5.11)–(5.13) застосовуються як для трубного, так і міжтрубного простору. Як визначальний геометричний розмір використовують еквівалентний гідравлічний діаметр. Внесок теплопровідності через стінку труби (на якій можливі шари забруднень та накипу з обох боків) у формулі (5.6) відповідає розв'язку задачі про теплопередачу через плоску багатшарову стінку. Таке спрощення застосовується для тонких труб, коли відношення зовнішнього діаметра труби (шару забруднення) до внутрішнього діаметра задовольняє нерівність:

$$d_3 / d_b \leq 1,7. \quad (5.20)$$

Для теплообмінних труб усіх стандартних теплообмінників нерівність (5.20) виконується. Якщо для нестандартного теплообмінника нерівність (5.20) не виконується, тоді для розрахунку внеску теплопровідності треба застосувати формули для багатшарової циліндричної стінки.

Вплив забруднень на поверхні теплообміну зазвичай враховують на підставі експериментально визначених типових

значень термічних опорів шарів забруднень, які наведено в табл. Д. 4 додатка.

Щоб визначити коефіцієнти тепловіддачі, треба знати температуру стінки або питоме теплове навантаження. Оскільки на початку розрахунку ці величини невідомі, їх обирають у першому наближенні, а після закінчення розрахунку перевіряють за відповідними формулами. Температуру стінки з боку гарячого теплоносія перевіряють за формулою

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{сер},$$

де t_1 – середня температура гарячого теплоносія, °С.

З боку холодного теплоносія

$$t_{ст2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{сер},$$

де t_2 – середня температура холодного теплоносія, °С.

Для спрощення розрахунків іноді використовують наближені значення множника $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$ у формулах (5.11)–(5.15). Для холодного теплоносія, що нагрівається, $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 1,0$ [6, с.150]. Для гарячого теплоносія, що охолоджується, $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 0,93$ [6, с. 150].

Таким чином, можна уникнути необхідності ітераційного визначення температур поверхонь стінки. Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі холодного теплоносія при цьому дещо знижується, а для гарячого теплоносія береться типове середнє значення множника $(Pr / Pr_{ст})^{0,25}$.

Середню різницю температур (температурний напір) $\Delta t_{сер}$ для одноходових кожухотрубних теплообмінників визначають за формулами (5.2)–(5.3).

Для багатоходових теплообмінників зі змішаною течією теплоносіїв за формулами (5.4)–(5.5).

5.4. Гідравлічний розрахунок теплообмінників

Цей розрахунок потрібен для визначення потужності (та напору) насосів і встановлення оптимального режиму роботи

апарата. Потужність N , що потрібна для переміщення теплоносія через апарат, пропорційна добутку об'ємної витрати рідини V на перепад тисків в апараті Δp ,

$$N = \frac{V \Delta p}{\eta}, \quad (5.21)$$

де η – ККД насоса.

Отже, щоб визначити потужність, треба знати втрату тиску по тракту теплоносія від входу його в апарат і до виходу з апарата.

Втрати напору в трубопроводі в загальному випадку зумовлюються опором тертя і місцевими опорами.

Опір тертя, який також називається *опором по довжині*, виникає під час руху реальної рідини по всій довжині трубопроводу. На нього впливає режим течії рідини (ламінарний, турбулентний, ступінь розвитку турбулентності). Місцеві опори (м.о) виникають *за будь-яких змін значення швидкості потоку або його напрямку*. До них належать вхід потоку в трубу і вихід з неї рідини, раптові звуження і розширення труб, відводи, коліна, трійники, запірні й регульовальні пристрої (крани, вентиля, засувки) та ін.

Таким чином, втрачений напір $h_{вт}$ є сумою двох доданків:

$$h_{вт} = h_{тер} + h_{м.о}$$

Напір, втрачений на тертя, виражається через швидкісний напір $h_{шв} = \omega^2/2g$. Величину, що показує, у скільки разів напір, втрачений на тертя, відрізняється від швидкісного напору, називають коефіцієнтом втрат енергії по довжині, або *коефіцієнтом опору по довжині*, чи *коефіцієнтом опору тертя*, і позначають символом $\zeta_{тер}$, а залежну від критерію Re та шорсткості поверхні величину λ , що входить у цю величину, – *коефіцієнтом гідравлічного тертя*, або *коефіцієнтом тертя*.

Для прямих круглих труб:

$$\zeta_{тер} = \frac{h_{тер}}{\omega^2/2g} = \lambda \frac{l}{d}.$$

де l – довжина труби, d – її внутрішній діаметр.

Втрати напору на тертя можна подати у вигляді

$$h_{\text{тер}} = \zeta_{\text{тер}} \frac{\omega^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g},$$

чи для втрати тиску $\Delta p_{\text{тер}}$ (з урахуванням того, що $\Delta p_{\text{тер}} = \rho g h_{\text{тер}}$)

$$\Delta p_{\text{тер}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

Під час турбулентного руху коефіцієнт тертя λ у загальному випадку залежить не лише від характеру руху рідини (значення Re), але і від шорсткості стінок труб.

Шорсткість труб може бути кількісно оцінена деякою усередненою величиною абсолютної шорсткості e , що являє собою середню висоту виступів шорсткості на внутрішній поверхні труб. За дослідними даними для нових сталевих труб $e \sim 0,06 \dots 0,1$ мм; для сталевих труб, які вже були в експлуатації, але не дуже зазнали дії корозії $e \sim 0,1 \dots 0,2$ мм; для старих забруднених сталевих і чавунних труб $e \sim 0,5 \dots 2$ мм.

Відносна шорсткість ε виражається відношенням абсолютної шорсткості e до еквівалентного гідравлічного діаметра d труби:

$$\varepsilon = \frac{e}{d}. \quad (5.22)$$

Для визначення λ за турбулентного руху в шорстких трубах рекомендується рівняння

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}. \quad (5.23)$$

Втрати напору в місцевих опорах, як і втрати на тертя, виражають через швидкісний напір. Відношення втрати напору в місцевому опорі $h_{\text{м.о}}$ до швидкісного напору $h_{\text{шв}} = \omega^2/2g$ називають коефіцієнтом втрат енергії в місцевому опорі, чи просто коефіцієнтом місцевого опорі, і позначають через $\zeta_{\text{м.о}}$. Отже, для всіх місцевих опорів трубопроводу

$$h_{\text{м.о}} = \sum \zeta_{\text{м.о}} \frac{\omega^2}{2g}.$$

Коефіцієнти різних місцевих опорів у більшості випадків знаходять дослідним шляхом; їх середні значення наводяться в довідковій літературі.

Загальну втрату напору знаходять за рівнянням

$$h_{\text{вт}} = \left(\lambda \frac{l}{d_{\text{екв}}} + \Sigma \zeta_{\text{м.о}} \right) \frac{\omega^2}{2g}, \quad (5.24)$$

де $\Sigma \zeta_{\text{м.о}}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Відповідно втрата тиску (з урахуванням того, що $\Delta p_{\text{в}} = \rho g h_{\text{в}}$)

$$\Delta p_{\text{вт}} = \left(\lambda \frac{l}{d_{\text{екв}}} + \Sigma \zeta_{\text{м.о}} \right) \frac{\rho \omega^2}{2}. \quad (5.25)$$

Величина $h_{\text{вт}}$ у рівнянні (5.24) виражається в метрах стовпа рідини і не залежить від виду рідини, а втрати тиску $\Delta p_{\text{вт}}$ залежать від її густини.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для трубного простору кожухотрубних теплообмінників:

вхідна та вихідна камери $\zeta_1 = 1,5$;

поворот на 180° між ходами $\zeta_2 = 2,5$;

вхід у труби та вихід з них $\zeta_3 = 1,0$;

поворот на 180° через калач $\zeta_4 = 1,0$.

Для розрахунку втрати тиску в трубному просторі багатоходового кожухотрубного теплообмінника рекомендовано формулу:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{т}} &= \lambda \frac{zL}{d} \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} + \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} \zeta_2 (z-1) + 2\zeta_3 z + \frac{\rho \omega_{\text{шт}}^2}{2} 2\zeta_1 = \\ &= \lambda \frac{zL}{d} \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} + \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} 2,5(z-1) + 2z + 3 \frac{\rho \omega_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (5.26) \end{aligned}$$

де $\omega_{\text{шт}}$ – швидкість теплоносія у штуцерах трубного простору;

$\omega_{\text{т}}$ – швидкість теплоносія у трубах трубного простору; z – кількість ходів трубного простору; L – довжина труб.

У формулі (5.26) враховано, що потік у трубному просторі $z-1$ разів повертається на 180° , z разів входить і виходить у трубний простір та входить і виходить через штуцери вхідної та вихідної камер.

Для розрахунку середньої швидкості теплоносія у трубному просторі застосовують формулу

$$\omega_T = \frac{G_T}{\rho_T S_T}, \quad (5.27)$$

де S_T – площа перерізу трубного простору. Для кожухотрубних теплообмінників площі перерізів наведено в табл. Д.1 додатка, для теплообмінників типу «труба в трубі» розраховують за формулою

$$S_T = 0,785 d^2. \quad (5.28)$$

Для розрахунку швидкості теплоносія в міжтрубному просторі застосовують формулу:

$$\omega_{MT} = \frac{G_{MT}}{\rho_{MT} S_{MT}}, \quad (5.29)$$

де S_{MT} – площа перерізу міжтрубного простору. Для кожухотрубних теплообмінників в табл. Д.1 додатка наведено дві площі перерізів – у вирізі перегородки і між перегородками. Рекомендується у формулу (5.29) підставляти площу перерізу у вирізі перегородки.

Для теплообмінників типу «труба в трубі» S_{MT} розраховують як площу кільцевого перерізу за формулою

$$S_{MT} = 0,785 (D_b^2 - d^2), \quad (5.30)$$

де D_b – внутрішній діаметр зовнішньої труби; d – зовнішній діаметр внутрішньої труби.

Для розрахунку втрати тиску в міжтрубному просторі багатоходового кожухотрубного теплообмінника рекомендовано формулу:

$$\begin{aligned} \Delta P_{MT} &= \zeta_{MT3} (x+1) \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + \zeta_{MT2} x \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + 2\zeta_{MT1} \frac{\rho_{MT} \omega_{MT,шт}^2}{2} = \\ &= \frac{3m(x+1) \rho_{MT} \omega_{MT}^2}{Re_{MT}^{0,2}} + 1,5x \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{MT} \omega_{MT,шт}^2}{2} \end{aligned} \quad (5.31)$$

у якій враховано, що потік у міжтрубному просторі x разів повертається на 180° , $x+1$ разів рухається поперек пучка труб та входить і виходить через штуцери міжтрубного простору (x – кількість сегментних перегородок міжтрубного простору), m – кількість рядів труб у напрямку руху потоку. Приблизно ця кількість визначається залежно від загальної кількості труб n :

$$m = (n / 3)^{0,5}. \quad (5.32)$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для міжтрубного простору кожухотрубних теплообмінників:

- вхід та вихід рідини ----- $\zeta_{\text{MT1}} = 1,5;$
- поворот на 180° через сегментну перегородку в міжтрубному просторі -- $\zeta_{\text{MT2}} = 1,5;$
- опір пучка труб потоку, який рухається перпендикулярно до труб, де m – кількість рядів пучка в напрямку руху ----- $\zeta_{\text{MT3}} = 3 \cdot m / \text{Re}_{\text{MT}}^{0,2};$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для окремих елементів теплообмінників типу «труба в трубі»:

- на вході в трубний простір ----- $\zeta_{1\text{T.ВХ}} = 0,5;$
- на виході з трубного простору ----- $\zeta_{1\text{T.ВИХ}} = 1,0;$
- поворот на 180° через калач ----- $\zeta_{\text{T2}} = 1,5;$
- на вході в міжтрубний простір під кутом 90° до напрямку руху потоку ----- $\zeta_{1\text{MT.ВХ}} = 1,5;$
- на виході з міжтрубного простору під кутом 90° до напрямку руху потоку ----- $\zeta_{1\text{MT.ВИХ}} = 1,0.$

Сума місцевих опорів трубного простору для n елементів

$$\sum \zeta_{\text{M.O.T}} = (n-1)\zeta_{\text{T2}} + \zeta_{1\text{T.ВХ}} + \zeta_{1\text{T.ВИХ}}.$$

Сума місцевих опорів міжтрубного простору для n елементів

$$\sum \zeta_{\text{M.O.MT}} = n(\zeta_{1\text{MT.ВХ}} + \zeta_{1\text{MT.ВИХ}}).$$

5.5. Оптимізація процесу теплообміну

У разі вимушеного руху теплоносіїв тепловіддача змінюється у прямій залежності від швидкості. Здавалося б, що збільшуючи швидкість, можна безмежно інтенсифікувати процес теплопередачі і тим самим зменшити розміри поверхні нагріву. Проте зі збільшенням швидкості зростають також гідравлічний опір і потужність насоса, потрібна для його подолання. Тому у штучній інтенсифікації теплопередачі має враховуватися зв'язок між інтенсивністю теплообміну і потрібною потужністю на перекачування теплоносія з потрібною швидкістю. Розрахунок якраз і передбачає встановлення найвигіднішої швидкості руху

теплоносіїв. Оптимальна швидкість руху теплоносія відповідає мінімуму функції:

$$S = \frac{K}{U} + E, \quad (5.33)$$

де S – сумарні витрати на виготовлення та експлуатацію апарата, віднесені до одного року роботи, грн/рік; K – капітальні витрати на виготовлення і монтаж апарата, грн; U – передбачувана кількість років роботи апарата; E – річні експлуатаційні витрати, грн/рік.

Аналітично відшукати мінімум функції (5.33) досить складно. Тому вдаються до графічних методів. Вибравши ряд значень для швидкості теплоносія, обчислюють за критеріальними рівняннями коефіцієнти тепловіддачі, а потім коефіцієнт теплопередачі і поверхню теплообміну. Далі визначають капітальні витрати

$$K = C_F F,$$

де C_F – вартість 1 м^2 поверхні теплообміну, грн.

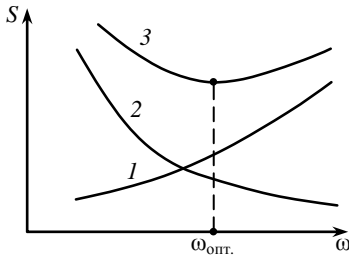


Рис. 5.15. Криві витрат

Для тих самих заданих значень швидкості руху теплоносія розраховують гідравлічний опір апарата і потужність, потрібну для його подолання. Далі за заданих вартості $1\text{ кВт}\cdot\text{год}$ енергії і річної тривалості роботи апарата обчислюють річні експлуатаційні витрати E . На підставі зроблених розрахунків будують криві (рис. 5.15) експлуатаційних 1 , амортизаційних 2 і сумарних 3 витрат залежно від швидкості руху теплоносія. Оптимальне значення швидкості відповідає мінімуму на кривій сумарних витрат.

Вибираючи швидкість руху теплоносіїв, можна керуватися такими рекомендаціями: для рідин $\omega = 0,5 \dots 1,5\text{ м/с}$; для пари – $20 \dots 40\text{ м/с}$; для газів – $5 \dots 15\text{ м/с}$.

5.6. Конструкційний розрахунок теплообмінників

Після теплового розрахунку теплообмінника виконують конструкційний. Метою конструкційних розрахунків є визначення тих геометричних розмірів апарата, які не наведені у відповідних

стандартах, а також визначення матеріалу і розмірів допоміжних елементів, таких як прокладки фланцевих з'єднань, а також опор апаратів.

Товщина кожуха залежить від його діаметра та максимального тиску, який може виникнути в процесі експлуатації апарата.

Корпус розраховують на внутрішній тиск, тобто перевіряють, чи витримає стінка обраної товщини максимально можливий внутрішній тиск.

Допустима товщина стінки

$$\delta = 0,5 P D_v / (\sigma_{\text{доп}} \varphi) + C, \quad (5.34)$$

де P – робочий тиск; D_v – внутрішній діаметр кожуха; $\sigma_{\text{доп}}$ – допустиме напруження матеріалу кожуха; φ – коефіцієнт міцності зварного шва; C – збільшення на корозію; $C = 2 \dots 8$ мм.

Допустиме напруження для сталі марки Ст. 3 $\sigma_{\text{доп}} = 135$ МПа для температурного інтервалу $20 \dots 100$ °С [1, с.76]; φ – коефіцієнт міцності зварного шва, $\varphi = 0,65$ для однобокого зварювання; $\varphi = 0,85$ для зварювання з двох боків.

Товщина трубної решітки δ_p за умов кріплення труб методом розвальцювання розраховують за формулою

$$\delta_p = \frac{4,8d_3}{t - d_3}, \quad (5.35)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труб, t – відстань між осями труб.

Значення d_3 і відповідного t визначаються згідно з ГОСТ 15118 [9]. Рекомендовані межі значень δ_p – 15...35 мм.

Тип фланців для кожухотрубних теплообмінників визначено в ГОСТ 15122–79 [6]. Це мають бути фланці з виступом або впадиною сталеві приварені встик.

Умовні прохідні діаметри фланців визначено в ГОСТ 15122–79.

Відповідно до вказаного умовного прохідного діаметра у ГОСТ 12831–67 [9] для визначеного робочого тиску наведено всі геометричні розміри фланців, а також кількість та різьбу болтів для з'єднання фланців.

Для теплообмінників типу «труба в трубі» прохідні діаметри фланців не нормалізовані. Для трубного простору прохідний діаметр фланця обирається однаковим із внутрішнім діаметром труби. Для міжтрубного простору діаметр умовного проходу

(внутрішній діаметр) фланців та штуцерів для підведення і відведення теплоносіїв розраховують на основі рівняння масової витрати:

$$G = 1/4 \pi d_{\text{в.шт}}^2 \rho \omega_{\text{шт}},$$

звідки

$$d_{\text{в.шт}} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho \omega_{\text{шт}}}},$$

де $\omega_{\text{шт}}$ – швидкість руху теплоносія в штуцері, м/с.

Витрата робочої рідини відома і, отже, для розрахунку діаметра штуцера (та фланця) потрібно визначити єдиний параметр – $\omega_{\text{шт}}$. Чим більша швидкість, тим менший необхідний діаметр штуцера, тобто менша вартість, його монтажу і ремонту. Проте зі збільшенням швидкості зростають втрати тиску в трубопроводі, що приводить до збільшення перепаду тиску, необхідного для переміщення рідини, і, отже, до зростання витрат енергії на її переміщення.

Оптимальний діаметр, за якого сумарні витрати на переміщення рідини мінімальні, потрібно знаходити за допомогою техніко-економічних розрахунків. На практиці можна виходити з таких значень швидкостей, що забезпечують близький до оптимального діаметр трубопроводу:

- для в'язких рідин $\omega = 0,1 \dots 0,5$ м/с;
- для малов'язких рідин $\omega = 0,5 \dots 1,0$ м/с.

Слід зауважити, що саме вибором оптимальної швидкості теплоносія зумовлено визначення розміру зовнішньої труби теплообмінника типу «труба у трубі» і відповідно площі перерізу міжтрубного простору $S_{\text{мт}}$. Площа перерізу штуцера та фланця доцільно обрати рівною $S_{\text{мт}}$. Тоді прохідний діаметр фланця

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{мт}}}{\pi}}.$$

Розраховуючи прокладки для фланцевих з'єднань, необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність рознімних з'єднань. Розраховуються прокладки для фланців корпусу, фланців трубного простору та фланців міжтрубного простору.

Максимальний діаметр прокладки не повинен перевищувати діаметр впадини фланця, а діаметр отвору прокладки не має бути меншим за реальний прохідний діаметр фланця.

За визначених (з ГОСТ 12830–67) кількості та діаметрів болтів потрібну площу прокладки $S_{пр}$ можна визначити, порівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Допустиме навантаження на 1 болт:

$$f_{\sigma} = 0,785 \sigma_{доп} (d_{р.в} - C_1)^2,$$

де $d_{р.в}$ – внутрішній діаметр різьби; $\sigma_{доп}$ – допустиме напруження матеріалу болтів; C_1 – конструктивне доповнення (для болтів з вуглецевої сталі $C_1 = 2$ мм).

Необхідне для герметизації прокладки навантаження $f_{пр}$:

$$f_{пр} = S_{пр} q_{пр} = \pi D_{пр.сер} b q_{пр},$$

де $D_{пр.сер}$ – середній діаметр прокладки; b – ширина прокладки; $q_{пр}$ – тиск на поверхню прокладки, потрібний для герметизації рознімного з'єднання фланець – прокладка – фланець, визначається для матеріалу прокладки.

З рівняння

$$n f_{\sigma} = F_{\sigma} = f_{пр}, \quad (5.36)$$

де n – кількість болтів, можна визначити ширину прокладки b .

Визначимо середній діаметр прокладки через її внутрішній діаметр $D_{пр1}$ та ширину прокладки b : $D_{пр.сер} = D_{пр1} + b$, тоді з рівняння (5.36) отримаємо квадратне відносно невідомого b рівняння:

$$b^2 + D_{пр1} b - F_{\sigma} / (\pi q_{пр}) = 0.$$

Розв'язком рівняння є:

$$b = -\frac{D_{пр1}}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_{пр1}}{2}\right)^2 + \frac{F_{\sigma}}{\pi q_{пр}}}. \quad (5.37)$$

Внутрішній діаметр прокладки $D_{пр1}$ беруть таким, що дорівнює прохідному діаметру фланця.

Вибір опор апарата залежить від того, який апарат – вертикальний чи горизонтальний. Деякі геометричні розміри опор наведено в ГОСТ 15122, інші необхідно розрахувати.

Промислові апарати встановлюють на фундаменти або спеціальні конструкції за допомогою опор. Безпосередньо на фундамент установлюють лише апарати з плоским дном. Розрізняють опори двох типів: опори вертикальних апаратів та опори горизонтальних апаратів. Опори можна розміщувати знизу апарата, вони жорстко з'єднані з дном апарата і призначені для встановлення апаратів на фундаменти (зовні приміщень) або на підлозі. Існують опори, які розміщують з боків апарата, вони також жорстко з'єднані з обичайкою і застосовують для циліндричних апаратів, які підвішують на несучі конструкції. Конструктивні розміри сталевих підвісних лап для вертикальних апаратів наведено в табл. Д.6 додатка. Рекомендоване відношення вильоту опори $l_{оп}$ до її висоти $H_{оп}$ дорівнює 0,5. Висоту опор визначають залежно від геометричних розмірів апарата – головним чином від його зовнішнього діаметра.

Опори вертикальних підвісних апаратів установлюються на три або більше лап.

Опори горизонтальних апаратів розміщують знизу апарата і вони можуть бути рознімними або жорстко закріпленими. Кількість опор на апараті може становити дві, три і більше залежно від довжини апарата. Одну з опор жорстко з'єднують з фундаментом, інші опори повинні мати вільне переміщення відносно фундаменту, якщо можливе подовження обичайки апарата під час роботи. Якщо температурні подовження апарата відсутні, то можна ставити нерухомі опори.

5.7. Приклади розрахунку теплообмінників

5.7.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника

Завдання

Розрахувати та спроектувати чотириходовий кожухотрубчастий горизонтальний теплообмінник для охолодження оцтової кислоти.

Початкова температура 70 °С, кінцева температура 35 °С.

Витрати оцтової кислоти 105000 кг/год. Охолодження провести водою.

Середня абсолютна шорсткість труб $e = 0,2$ мм.

I. Матеріальний і тепловий розрахунки

Рушійна сила теплообміну. Беремо такі значення температур води (холодного теплоносія):

$$t_{2п} = 10 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{2к} = 30 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для протитечії маємо такий розподіл температур на кінцях теплообмінника:

$$\begin{aligned} 35 &\leftarrow 70 - \text{оцтова кислота}; \\ 10 &\rightarrow 30 - \text{вода}. \end{aligned}$$

Знаходимо температурні напори на вході та виході теплообмінника:

$$\begin{aligned} \Delta t_{п} &= t_{1п} - t_{2к} = 70 - 30 = 40 \text{ }^\circ\text{C}; \\ \Delta t_{к} &= t_{1к} - t_{2п} = 35 - 10 = 25 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

де $t_{1п}, t_{1к}$ – початкова і кінцева температури першого (гарячого) теплоносія – оцтової кислоти; $t_{2п}, t_{2к}$ – початкова і кінцева температури другого (холодного) теплоносія – води.

Для чотириходового теплообмінника з простим змішаним током (один хід у міжтрубному просторі та чотири ходи у трубному) середню різницю температур між гарячим та холодним теплоносіями можна визначити за формулою (5.5):

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{40,3}{\ln \frac{40 + 25 + 40,3}{40 + 25 - 40,3}} = 27,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

де $A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2} = \sqrt{35^2 + 20^2} = 40,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Оскільки температура води змінюється менше, ніж оцтової кислоти, середня температура води

$$t_{2\text{сеп}} = 0,5 (t_{2п} + t_{2к}) = 0,5 (10 + 30) = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня температура оцтової кислоти

$$t_{1\text{сеп}} = t_{2\text{сеп}} + \Delta t_{\text{сеп}} = 20 + 27,8 = 47,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Необхідні для розрахунків властивості теплоносіїв наведено у табл. 5.3.

Необхідні фізичні параметри теплоносіїв

Властивість	Вода за температури 20 °С (табл. Д.12 додатка)	Оцтова кислота за температури 47,8 °С (табл. Д.8-Д.11 додатка)
Густина	$\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$	$\rho_1 = 1019 \text{ кг/м}^3$
Теплоємність	$C_{p2}=4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$C_{p1}=2160 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
В'язкість	$\mu_2 = 1,0\cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\mu_1 = 0,81\cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$
Теплопровідність	$\lambda_2 = 0,599 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\lambda_1 = 0,167 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Критерій Прандтля (5.9)	$Pr_2 = 7,02$	$Pr_1 = 10,5$

Тепловий баланс теплообмінного апарата. Тепловий розрахунок починають з визначення теплового навантаження апарата та витрат охолоджувального теплоносія. Тепловим навантаженням називають кількість тепла, яке передається від гарячого теплоносія до холодного. Теплове навантаження Q_1 визначають з урахуванням 3 % втрат тепла (формула (5.18)):

$$Q_1 = G_1 C_{p1} (t_{1n} - t_{1к}) \eta = (105000/3600) \cdot 2,160 \cdot (70 - 35) \cdot 1,03 = 2271 \text{ кВт},$$

$$\text{де } G_1 = \frac{105000}{3600} = 29,2 \text{ кг/с} \text{ – масові витрати оцтової кислоти};$$

η – поправка на теплові втрати, $\eta = 1,03$.

Витрату води за обраних температур входу та виходу охолоджувального теплоносія визначають з рівняння теплового балансу (5.17)–(5.19):

$$Q_2 = Q_1 = G_2 C_{p2} (t_{2к} - t_{2n}),$$

звідки

$$G_2 = Q_2 / (C_{p2} (t_{2к} - t_{2n})) = 2271 / (4,190 \cdot (30 - 10)) = 27,1 \text{ кг/с}.$$

Визначення основних геометричних розмірів теплообмінного апарата (перше наближення). Визначимо в першому наближенні необхідну поверхню теплообміну. Нехай для першого наближення допустиме значення коефіцієнта теплопередачі

$$K = 800 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Тоді з основного рівняння теплопередачі (5.1)

$$F(1) = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{2271000}{800 \cdot 28} = 101,4 \text{ м}^2.$$

Згідно з ГОСТ 15122-79 (табл.Д.1–Д.3 додатка) з чотирьохдодкових теплообмінників обираємо найближчий за поверхнею теплообміну, який має такі параметри:

Поверхня теплообміну - - - - -	$F = 126 \text{ м}^2$
Внутрішній діаметр кожуха - - - - -	$D_{\text{в}} = 600 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр труб - - - - -	$d_{\text{тз}} = 20 \text{ мм}$
Кількість ходів по трубах - - - - -	$z = 4$
Товщина труб - - - - -	$\delta = 2 \text{ мм}$
Площа прохідного перерізу по трубах - - - - -	$S_{\text{т}} = 0,016 \text{ м}^2$
Площа прохідного перерізу у вирізі перегородки	$S_{\text{мт}} = 0,041 \text{ м}^2$
Довжина теплообмінних труб - - - - -	$L = 6000 \text{ мм}$
Кількість перегородок у міжтрубному просторі -	$x = 18$
Умовний прохідний діаметр штуцерів трубного простору - - - - -	$D_{\text{т.шт}} = 150 \text{ мм}$
Умовний прохідний діаметр штуцерів між- трубного простору - - - - -	$D_{\text{мт.шт}} = 200 \text{ мм}$

Додаткова інформація – згідно з ГОСТ 15118-79 (табл. Д.1 додатка)
Загальна кількість труб $n_{\text{тр}} = 334$.

Швидкість руху теплоносіїв. У трубний простір пускаємо воду, щоб мати можливість очищення трубного простору від «водяного каменя».

Згідно з формулою (5.27)

$$\omega_{\text{т}} = (G_{\text{т}} / \rho_{\text{т}}) / S_{\text{т}} = (27,1 / 998) / 0,016 = 1,70 \text{ м/с.}$$

Швидкість оцтової кислоти у міжтрубному просторі (5.29)

$$\omega_{\text{мт}} = (G_{\text{мт}} / \rho_{\text{мт}}) / S_{\text{мт}} = (29,2 / 1019) / 0,041 = 0,70 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі.

Трубний простір (вода). Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса; визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр теплообмінних труб $d_{\text{т}}$ (5.8):

$$\text{Re}_T = \frac{\omega_T d_T \rho_T}{\mu_T} = \frac{1,70 \cdot 0,016 \cdot 998}{0,001} = 27146.$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта застосовуємо критеріальне рівняння (5.13):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_T &= 0,023 \text{Re}_T^{0,8} \text{Pr}_T^{0,4} (\text{Pr}_T / \text{Pr}_{T,\text{ст}})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 27146^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot 1,0 = 176,7. \end{aligned}$$

Для води як теплоносія, що нагрівається, беремо $(\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = 1,0$. Оскільки $l / d = 6000 / 16 = 375 > 50$, беремо $\varepsilon_1 = 1,0$ (див. табл. 5.1).

Коефіцієнт тепловіддачі води α_T із застосуванням формули (5.7):

$$\alpha_T = \frac{\text{Nu}_T \lambda_T}{d_T} = \frac{176,7 \cdot 0,599}{0,016} = 6615 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Міжтрубний простір (оцтова кислота). Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса; визначальним лінійним розміром є зовнішній діаметр теплообмінних труб:

$$\text{Re}_{\text{MT}} = \frac{\omega_{\text{MT}} d_{\text{MT}} \rho_{\text{MT}}}{\mu_{\text{MT}}} = \frac{0,70 \cdot 0,020 \cdot 1019}{0,00081} = 17612.$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта обираємо критеріальне рівняння, яке застосовується для рідини, що обтікає міжтрубний простір кожухотрубного теплообмінника за наявності сегментних перегородок (5.15):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{MT}} &= 0,24 \text{Re}_{\text{MT}}^{0,6} \text{Pr}_{\text{MT}}^{0,36} (\text{Pr}_{\text{MT}} / \text{Pr}_{\text{MT},\text{ст}})^{0,25} = \\ &= 0,24 \cdot 17612^{0,6} \cdot 10,5^{0,36} \cdot 0,93 = 183,6. \end{aligned}$$

Для оцтової кислоти як теплоносія, що охолоджується, беремо $(\text{Pr}_{\text{MT}} / \text{Pr}_{\text{MT},\text{ст}})^{0,25} = 0,93$.

Коефіцієнт тепловіддачі оцтової кислоти

$$\alpha_{\text{MT}} = \frac{\text{Nu}_{\text{MT}} \lambda_{\text{MT}}}{d_{\text{MT}}} = \frac{183,6 \cdot 0,167}{0,020} = 1533 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі (5.6):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{1}{\alpha_{MT}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_3} = \frac{1}{\frac{1}{6615} + \frac{1}{1533} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900}} = 839 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

де $\delta_{ст} = 0,002 \text{ м}$ – товщина стінки теплообмінної труби;

$\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі [5, с. 529];

$r_3 = 1/2900 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ – термічний опір забруднення для водопровідної води середньої якості (табл. Д.4 додатка), термічним опором забруднень з боку оцтової кислоти нехтуємо.

Поверхня теплопередачі. Визначимо поверхню теплопередачі з основного рівняння теплопередачі за розрахованим коефіцієнтом теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{сеп}} = \frac{2271000}{839 \cdot 28} = 96,7 \text{ м}^2.$$

Попередньо обраний згідно з ГОСТ 15122–79 (табл. Д.1 додатка) теплообмінник має площу теплопередачі 126 м^2 .

Запас поверхні теплообміну

$$\delta F = \frac{126 - 96,7}{96,7} \cdot 100 = 30 \text{ \%}.$$

II. Гідравлічний розрахунок

Метою розрахунку є визначення опору, який вноситься теплообмінником у систему трубопроводів, та потужності насосів для переміщення теплоносіїв. Для проходу через теплообмінний апарат теплоносії мають подаватись під деяким надлишковим тиском для подолання гідравлічного опору апарата.

Визначення швидкостей рідин у штуцерах. Згідно з ГОСТ 15122-79 (табл. Д.3 додатка) умовні прохідні діаметри штуцерів трубного $D_{т.шт}$ та міжтрубного $D_{мт.шт}$ простору:

$$D_{т.шт} = 150 \text{ мм}, D_{мт.шт} = 200 \text{ мм}.$$

Для штуцерів трубного простору обираємо стандартну трубу $159 \times 4,5 \text{ мм}$.

Швидкість води у штуцерах трубного простору (5.27)

$$\omega_{\text{т.шт}} = \frac{G_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}} S_{\text{т.шт}}} = \frac{G_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}} 0,785 \cdot d_{\text{т.шт}}^2} = \frac{27,1}{998 \cdot 0,785 \cdot 0,15^2} = 1,54 \text{ м/с.}$$

Швидкість оцтової кислоти у штуцерах міжтрубного простору (5.29):

$$\omega_{\text{мт.шт}} = \frac{G_{\text{мт}}}{\rho_{\text{мт}} S_{\text{мт.шт}}} = \frac{G_{\text{мт}}}{\rho_{\text{мт}} 0,785 d_{\text{мт.шт}}^2} = \frac{29,2}{1019 \cdot 0,785 \cdot 0,20^2} = 0,91 \text{ м/с.}$$

Визначення гідравлічного опору трубного простору. Гідравлічний опір трубного простору складається з опору тертя, який пропорційний довжині труб, та місцевих опорів.

Для трубного простору маємо такі місцеві опори:

$\zeta_{\text{т1}} = 1,5$ – вхідна та вихідна камери;

$\zeta_{\text{т2}} = 2,5$ – поворот на 180° між ходами;

$\zeta_{\text{т3}} = 1,0$ – вхід у труби та вихід з них.

Для визначення гідравлічного опору трубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя λ . Задано середню абсолютну шорсткість сталевих труб $e = 0,2$ мм. Відносна шорсткість (5.22):

$$\varepsilon = 0,2/16 = 0,0125.$$

Коефіцієнт тертя λ визначаємо за формулою (5.23):

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,0125}{3,7} + \left(\frac{6,81}{27146} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0433.$$

Для визначення гідравлічного опору на тертя трубного простору скористаємося формулою (5.26):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{т}} &= \lambda \frac{zL}{d} \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} + \frac{\rho \omega_{\text{т}}^2}{2} 2,5(z-1) + 2z + \frac{\rho \omega_{\text{т.шт}}^2}{2} \sum \zeta_{\text{т1}} = \\ &= 0,0433 \frac{4 \cdot 6,0 \cdot 998 \cdot 1,70^2}{2 \cdot 0,016} + 0,5 \cdot 998 \cdot 1,70^2 [2,5 \cdot 3 + 2 \cdot 4] + \\ &+ 0,5 \cdot 998 \cdot 1,54^2 \cdot (1,5 + 1,5) = 93665 + 22353 + 3550 = 119568 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Для горизонтального апарата втратами напору на підняття води знехтуємо.

Визначення гідравлічного опору міжтрубного простору.
 Для розрахунку гідравлічного опору міжтрубного простору застосуємо формулу (5.31).

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, який рухається у міжтрубному просторі:

$$\zeta_{\text{MT1}} = 1,5 - \text{вхід та вихід рідини};$$

$$\zeta_{\text{MT2}} = 1,5 - \text{поворот на } 180^\circ \text{ через сегментну перегородку};$$

$\zeta_{\text{MT3}} = 3m / \text{Re}_{\text{MT}}^{0,2}$ – опір пучка труб потоку, який рухається перпендикулярно до труб, де m – кількість рядів труб у напрямку руху.

Приблизно ця кількість визначається залежно від загальної кількості труб n (5.32):

$$m = (334/3)^{0,5} = 10,6.$$

Нехай $m = 11$. Тоді

$$\zeta_{\text{MT3}} = \frac{3m}{\text{Re}_{\text{MT}}^{0,2}} = \frac{3 \cdot 11}{17612^{0,2}} = 4,67.$$

Ураховуючи, що потік перетинає пучок труб $x+1$ разів, та x разів робить поворот на 180° через сегментну перегородку (де x – кількість перегородок):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{MT}} &= (x\zeta_{\text{MT2}} + (x+1)\zeta_{\text{MT3}}) 0,5\rho_{\text{MT}} \omega_{\text{MT}}^2 + 2\zeta_{\text{MT1}} 0,5 \rho_{\text{MT}} \omega_{\text{MT.шт}}^2 = \\ &= (18 \cdot 1,5 + 19 \cdot 4,67) \cdot (0,5 \cdot 1019 \cdot 0,70^2) + 2 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 1019 \cdot 0,91^2 = \\ &= 29642 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Визначення потужності насосів. Теоретична потужність насоса $N_{\text{теор}}$ пропорційна об'ємній витраті рідини V та гідравлічному опору апарата ΔP . Реальна потужність визначається з використанням коефіцієнта корисної дії η (5.21):

$$N = \frac{\Delta p V}{1000 \eta};$$

$$V = \frac{G}{\rho}.$$

Для трубного простору визначаємо необхідну потужність насоса ($\eta = 0,7$):

$$N_T = \frac{G_T \Delta p_T}{1000 \rho_T \eta} = \frac{27,1 \cdot 119568}{1000 \cdot 998 \cdot 0,7} = 4,64 \text{ кВт.}$$

Для міжтрубного простору визначаємо необхідну потужність насоса ($\eta = 0,7$):

$$N_{MT} = \frac{G_{MT} \Delta p_{MT}}{1000 \rho_{MT} \eta} = \frac{29,2 \cdot 29642}{1000 \cdot 1019 \cdot 0,7} = 1,18 \text{ кВт.}$$

III. Конструктивне розроблення теплообмінника

Визначення параметрів фланців. Необхідні розміри та маси фланців трубного та міжтрубного просторів, а також кожуха вибрано з табл. Д.7 додатка.

Умовні прохідні діаметри фланців визначено у ГОСТ 15122–79. Параметри фланців для трубного та міжтрубного просторів (табл. 5.4), а також кожуха та розподільних камер визначаємо для тиску 1,6 МПа згідно з ГОСТ 12831-67 (рис. 5.16) [9].

Таблиця 5.4

Параметри фланців

$P_y=1,6 \text{ МПа}$	Трубний простір	Міжтрубний простір	Корпус	$P_y=1,6 \text{ МПа}$	Трубний простір	Міжтрубний простір	Корпус
D_v	150	200	600	D_6	212	260	678
d_n	159	219	630	h_3	4	3	5
D	280	335	840	D_m	180	240	660
D_1	240	295	770	D_n	161	222	636
d_1	146	202	602	r	6	6	10
b	19	21	41	D	23	23	40
h	57	58	90	n	8	12	20
D_4	212	259	677	$d_{\text{різьби}}$	20	20	36
h_2	4	4	6	$M_{\text{вист, кг}}$	8,28	11,72	97,81
D_2	212	268	720	$M_{\text{впад, кг}}$	7,88	11,28	96,73
h_1	3	3	5	–	–	–	–

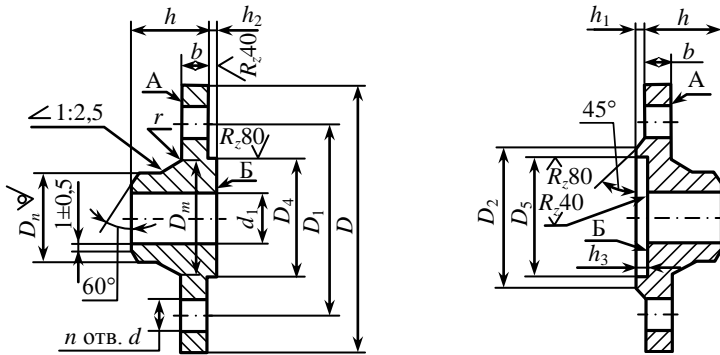


Рис. 5.16. Фланці згідно з ГОСТ 12831–67

Визначення розмірів розподільної камери та кришки. Згідно з ГОСТ 15122–79 розподільна камера має такі розміри:

- внутрішній діаметр фланців на виході (вході) – 150 мм;
- довжина приварного фланцю з боку труб $h_{\text{фл1}} = (h+h_1) = 95$ мм;
- довжина приварного фланцю на виході (вході) $h_{\text{фл2}} = (h+h_2) = 61$ мм;
- внутрішній діаметр з боку трубного простору – 600 мм;
- товщина стінки камери $\delta = 5,0$ мм;
- зовнішній діаметр $D_3 = 610$ мм.

(Останні 2 розміри у ГОСТ 15122 – 79 не визначені, їх обрано на підставі розрахунку міцності кожуха).

Висоту штуцера $h_{\text{шт}}$ розраховуємо згідно з ГОСТ 15122–79:

$$h_{\text{шт}} = H/2 - D_3/2 - (h + h_2) = 530 - 305 - 61 = 164 \text{ мм.}$$

Штуцери виготовляємо з труби 159×4,5 мм.

Визначимо розміри еліптичної частини камери та кришки. Згідно з працею [3, с. 50] рекомендовано наступне співвідношення висоти еліптичної частини та внутрішнього діаметра циліндричної частини D_y :

$$h_e = (0,2 \dots 0,25) D_y = (0,2 \dots 0,25) \cdot 600 = 120 \dots 150 \text{ мм.}$$

Оберемо $h_e = 150$ мм.

Висота циліндричної відбортовки кришки має відповідати співвідношенню $h_o > s$, де s – товщина стінки днища ($s = \delta$).

Припустимо $h_o = 25$ мм, тоді загальна висота кришки

$$h_k = h_e + h_o + h_{\text{фл}} = 150 + 25 + 90 = 265 \text{ мм.}$$

Довжина розподільчої камери

$$L_k = L^* - l - h_k = 6910 - 6000 - 265 = 645 \text{ мм.}$$

Еліптична частина розподільної камери також має відбортовку $h_0 = 35 \text{ мм.}$

Довжина циліндричної частини розподільної камери

$$l_{ц} = L_k - h_{фл1} - h_e - h_0 = 645 - 95 - 150 - 25 = 375 \text{ мм.}$$

Розрахунок міцності корпусу. Корпус розраховуємо на внутрішній тиск, тобто перевіряємо, чи витримає стінка обраної товщини максимально можливий внутрішній тиск.

Допустиму товщину стінки зі сталі марки Ст. 3 розраховуємо за формулою (5.34):

$$\delta = 0,5pD_v / (\sigma_{доп\phi}) + C.$$

Розрахунок виконаємо для $P = 1,0 \text{ МПа}$, якщо $\phi = 0,85$, $C = 2,0 \text{ мм}$:

$$\delta = 0,5 \cdot 1,0 \cdot 600 / (135 \cdot 0,85) + 2,0 = 2,6 + 2,0 = 4,6 \text{ мм.}$$

Оскільки товщина кожуха $5,0 \text{ мм} > 4,6 \text{ мм}$, робимо висновок, що кожух витримає тиск $1,0 \text{ МПа}$.

Визначення товщини трубної решітки. Товщину трубної решітки за умов кріплення труб методом розвальцювання визначимо за формулою (5.35):

$$\delta_p = \frac{4,8 \cdot 20}{26 - 20} = 16 \text{ мм.}$$

Для $d_3 = 20 \text{ мм}$ згідно з ГОСТ 15118–79 $t = 26 \text{ мм}$.

Визначене δ_p міститься в рекомендованих межах ($15 \dots 35 \text{ мм}$).

Розрахунок прокладок для фланцевих з'єднань. Необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність рознімних з'єднань.

За визначених середнього діаметра прокладки $D_{пер}$, кількості та діаметрів болтів максимальну ширину прокладки можна визначити, порівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Прокладки для кришок. Обрані фланці мають плоскі поверхні, тому тип ущільнення буде відповідати прокладці між плоскими поверхнями.

Із наведених у табл. Д.7 та рис. Д.1 додатка даних про фланці визначаємо для кришок:

кількість отворів, яка дорівнює кількості болтів – 20;

різьбу болтів – М36;

максимально можливий зовнішній діаметр прокладки $D_6 = 678$ мм;
мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки $d_1 = 602$ мм.

Визначаємо загальне навантаження на 20 болтів F_6 :

для болтів М36 внутрішній діаметр різьби згідно з ГОСТ 9150:
 $d_{p,v} = 30,5$ мм;

для сталі Ст. 3 , з якої виготовлено болти, $\sigma_{доп} = 135$ МПа.

$$F_6 = 20 f_6 = 20 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,0305 - 0,002)^2 = 1,72 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481–71),
для якого $q_{пр} = 20$ МПа [1].

Внутрішній діаметр прокладки беремо $D_{пр1} = 602$ мм.

Тоді згідно з формулою (5.37):

$$b = -\frac{0,602}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,602}{2}\right)^2 + \frac{1,72}{3,14 \cdot 20}} = 0,042 \text{ м} = 42,0 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{пр2} = D_{пр1} + 2b = 602 + 2 \cdot 42 = 686 \text{ мм,}$$

що більший від максимально можливого діаметра прокладки
 $D_{пmax} = 678$ мм. Тому зовнішній діаметр прокладки $678 - 2 = 676$ мм,
відповідна ширина прокладки $b = 0,037$ м = 37 мм.

Товщина прокладки – 3,0 мм [3, с.64].

Прокладки для фланців трубного та між трубного простору. Із
наведених вище даних визначаємо для фланців трубного простору:

кількість отворів, яка дорівнює кількості болтів – 8;

різьбу болтів – М20;

максимально можливий зовнішній діаметр прокладки $D_6 = 204$ мм;

мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки $d_1 = 146$ мм.

Визначаємо загальне навантаження на 8 болтів F_6 :

для болтів М20 внутрішній діаметр різьби згідно з ГОСТ 9150

$d_{p,v} = 17,0$ мм;

для сталі Ст. 3, з якої пропонуємо виготовити болти, $\sigma_{доп} = 135$ МПа.

$$F_6 = 8 f_6 = 8 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,017 - 0,002)^2 = 0,191 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481–71),
для якого $q_{пр} = 20$ МПа [1].

Внутрішній діаметр прокладки беремо $D_{пр1} = 150$ мм, тоді
ширина прокладки фланців трубного простору (5.37):

$$b = -\frac{0,15}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,15}{2}\right)^2 + \frac{0,191}{3,14 \cdot 20}} = 0,018 \text{ м} = 18,0 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{\text{пр}2} = D_{\text{пр}1} + 2b = 150 + 2 \cdot 18 = 186 \text{ мм,}$$

що менше максимально можливого діаметра прокладки $D_{\text{пmax}} = 204 \text{ мм.}$

Товщина прокладки – 2,5 мм [3, с. 64].

Із наведених вище даних про фланці визначаємо для фланців міжтрубного простору:

кількість отворів, яке дорівнює кількості болтів – 12;

різьбу болтів – М20;

максимально можливий зовнішній діаметр прокладки $D_6 = 260 \text{ мм;}$

мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки $d_1 = 202 \text{ мм.}$

Визначаємо загальне навантаження на 12 болтів F_6 : (для болтів М20 внутрішній діаметр різьби згідно з ГОСТ 9150 $d_{\text{рв}} = 17,0 \text{ мм;}$ для сталі Ст. 3, з якої пропонуємо виготовити болти, $\sigma_{\text{доп}} = 135 \text{ МПа}$)

$$F_6 = 12 f_6 = 12 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,017 - 0,002)^2 = 0,287 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481–71), для якого $q_{\text{пр}} = 20 \text{ МПа.}$

Внутрішній діаметр прокладки беремо $D_{\text{пр}1} = 202 \text{ мм,}$ тоді ширина прокладки фланців штуцерів

$$b = -\frac{0,202}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,202}{2}\right)^2 + \frac{0,287}{3,14 \cdot 20}} = 0,0205 \text{ м} = 20,5 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{\text{пр}2} = D_{\text{пр}1} + 2b = 202 + 2 \cdot 20,5 = 243 \text{ мм,}$$

що менше від максимально можливого діаметра прокладки $D_{\text{пmax}} = 260 \text{ мм.}$

Товщина прокладки – 2,5 мм.

Вибір опор апарата. Для заданого типу горизонтального циліндричного теплообмінного апарата обираємо дві седлові опори, які не жорстко з'єднані з апаратом.

Матеріал опор – сталь марки Ст. 3.

Висоту опор визначаємо залежно від геометричних розмірів апарата – головним чином від його зовнішнього діаметра.

Відстань між нижньою точкою опори та нижньою точкою кожуха h_1 згідно з ГОСТ 15122 становить

$$h_1 = h - D_3 / 2 = 525 - 610 / 2 = 220 \text{ мм.}$$

Максимальну висоту опор, які можна від'єднувати, визначаємо за формулою

$$H_{\text{оп}} = h_1 + D_3 / 4 = 220 + 610 / 4 = 372 \text{ мм.}$$

Для приварних опор припускаємо таку ж висоту.

Рекомендоване відношення вильоту опори $l_{\text{оп}}$ до її висоти $H_{\text{оп}}$ дорівнює 0,5, звідки

$$l_{\text{оп}} = H_{\text{оп}} / 2 = 372 / 2 = 186 \text{ мм.}$$

Опорну площу однієї опори та товщину ребра (листової сталі, з якої будуть виготовлені опори) визначаємо за даними табл. Д.6 додатка.

Згідно з ГОСТ 15122 максимальна маса теплообмінника діаметром $D_3 = 600$ мм з довжиною труб 6 м (за труб 20×2 мм) становить 3380 кг.

Приблизний максимальний об'єм рідини, яка заповнює апарат визначаємо за формулою

$$V = 0,785 D_b^2 l = 0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 6 = 1,70 \text{ м}^3.$$

За цього орієнтовного розрахунку вважали, що об'єми труб, трубних перегородок і трубних решіток приблизно компенсуються об'ємами розподільних камер.

Приблизно масу рідини визначаємо за густиною води $M_p \approx 1700$ кг.

Тоді маса апарата з теплоносіями

$$M_3 = M_a + M_p = 3380 + 1700 \approx 5080 \text{ кг.}$$

Навантаження на одну опору

$$F_{\text{оп}} = M g / n = 5080 \cdot 9,8 / 2 \approx 25000 \text{ Н.}$$

Необхідні параметри опор визначаємо за табл. Д.6 додатка.

Опорна площа – $0,0057 \text{ м}^2$; товщина ребра (листової сталі) – 6 мм.

IV. Економічний розрахунок

Економічна оцінка проєктованих апаратів залежить як від об'єктивних, так і від суб'єктивних (кон'юнктурних) факторів. Кон'юнктурні фактори (ціна апарата, затрати на ремонт) розглядати не будемо. Об'єктивні показники – габарити апарата, його маса, розглядаються в цьому розділі.

Розрахунок маси апарата. Маса кожуха. Маса кожуха складається з маси двох фланців діаметром $D_y = 600$ мм кожний та циліндричної частини (труби) довжиною $l_{ц} = l - 2h = 6000 - 2 \cdot 90 = 5780$ мм;

$$M = 2 M_{фл} + M_{ц} = 2 M_{фл} + 0,785 (D_3^2 - D_B^2) l \rho_{ст} =$$

$$= 2 \cdot 97,81 + 0,785 \cdot (0,610^2 - 0,600^2) \cdot 5,78 \cdot 7850 = 626,58 \text{ кг},$$

де D_3, D_B – зовнішній та внутрішній діаметри кожуха; $\rho_{ст} = 7850$ кг/м³ – густина сталі; $M_{фл}$ – маса фланця за ГОСТ 12830 – 67.

До маси кожуха необхідно додати масу штуцерів та фланців міжтрубного простору.

Довжина штуцерів $l_{шт}$ згідно з ГОСТ 15122 – 79,

$$l_{шт} = H/2 - D_3/2 - h_{фл} - h_{2фл} = 530 - 610/2 - 58 - 4 = 163,0 \text{ мм} = 0,163 \text{ м}.$$

Маса одного штуцера з труби 209×4,5 мм:

$$M_{шт} = 0,785(D_3^2 - D_B^2) l_{шт} \rho_{ст} = 0,785(0,209^2 - 0,20^2) \cdot 0,163 \cdot 7850 = 3,5 \text{ кг}.$$

Сумарна маса двох штуцерів та двох фланців діаметром $D_y = 150$ мм

$$M_{шт.фл} = 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 11,72 \approx 30,0 \text{ кг}.$$

Загальна маса кожуха: $M_{кож} = 626,6 + 30,0 = 656,6$ кг.

Маса розподільної камери та кришки. Маса вхідної розподільної камери складається з маси фланця $D_y = 600$ мм, маси циліндричної частини, маси еліптичної частини, маси двох перегородок, маси двох штуцерів та маси двох фланців діаметром $D_y = 150$ мм:

$$M = M_{фл1} + M_{фл2} + M_{ц} + M_{пер} + M_{шт} + M_e.$$

Об'єм еліптичної частини наближено визначимо як добуток площі сферичного сегмента на його товщину, за радіус сфери беремо внутрішній діаметр кожуха (h_e висота сегмента):

$$V = 2\pi R h_e \delta = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 0,15 \cdot 0,005 = 0,002826 \text{ м}^3.$$

Маса еліптичної частини $M_e = V \rho_{ст} = 0,002826 \cdot 7850 = 22,2$ кг.

Масу перегородки наближено визначаємо як масу паралелепіпеда товщиною 5 мм, шириною 600 мм та висотою $h_{пер}$:

$$h_{пер} = L_k - \delta - 0,5 h_e = 555 - 5 - 150/2 = 475 \text{ мм};$$

$$M_{пер} = 0,475 \cdot 0,6 \cdot 0,005 \cdot 7850 = 11,2 \text{ кг}.$$

Маса розподільної камери

$$M = M_{фл1} + M_{фл2} + M_e + 0,785((D_3^2 - D_B^2) l_{ц} + n (D_{шт.з}^2 - D_{шт.в}^2) \cdot l_{шт}) \rho_{ст} =$$

$$= 97,81 + 28,28 + 14,8 + 0,785 \cdot ((0,61^2 - 0,6^2) \cdot 0,375 + 2 \cdot 11,2 +$$

$$+ 2 \cdot (0,159^2 - 0,15^2) \cdot 0,059) \cdot 7850 = 181,3 \text{ кг}.$$

Маса кришки складається з маси фланця діаметром $D_y = 600$ мм, маси еліптичного днища та циліндричної відбортовки ($h_o=35$ мм):

$$M_{кр} = M_{фл1} + M_{ц} + M_{е} = 97,81 + 9,9 + 22,2 = 130,0 \text{ кг.}$$

Маса розподільної камери та кришки

$$M_{рк} = 181,3 + 130,0 = 311,3 \text{ кг.}$$

Маса труб:

$$\begin{aligned} M_{тр} &= n_{тр} l_{тр} 0,785 (d_3^2 - d_b^2) \rho_{ст} = \\ &= 334 \cdot 6,0 \cdot 0,785 \cdot (0,020^2 - 0,016^2) \cdot 7850 = 1778 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Маса трубних решіток. Маса однієї трубної решітки:

$$\begin{aligned} M_{реш} (1) &= 0,785 (D_b^2 - n_{тр} d_b^2) \delta_{реш} \rho_{ст} = \\ &= 0,785 \cdot (0,60^2 - 334 \cdot 0,02^2) \cdot 0,016 \cdot 7850 = 22,3 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Маса двох трубних решіток: $M_{реш} = 2 M_{реш} (1) = 2 \cdot 22,3 = 44,6$ кг.

Маса сегментних перегородок. Приблизно можна припустити, що маса однієї перегородки дорівнює 2/3 маси однієї трубної решітки за їх однакової товщини:

$$M_{пер} = 18 \cdot 0,66 \cdot 22,3 = 264,9 \text{ кг.}$$

Маса опор. Масу опор визначаємо за даними [3, с. 66 табл. 2.24].

$$M_{оп} = 2 \cdot 10,0 = 20,0 \text{ кг.}$$

Загальна маса теплообмінника складається з маси кожуха $M_{кож}$, маси розподільної камери та кришки $M_{рк}$, маси теплообмінних труб $M_{т}$, маси сегментних перегородок $M_{пер}$, маси трубних решіток $M_{тр}$, маси опор M_o та маси болтів, гайок та шайб.

Масу болтів, гайок та шайб – орієнтовно оцінимо як 3 % від загальної маси апарата.

$$\begin{aligned} M_{то} &= 1,03 (M_{кож} + M_{рк} + M_{т} + M_{пер} + M_{тр} + M_o) = \\ &= 1,03 (656,6 + 311,3 + 1778 + 264,9 + 44,6 + 20,0) = 3168 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Визначена маса теплообмінника трохи менша за максимально можливу для апаратів масу, розрахованих на тиски до 1,6 МПа, яка наведена у праці [8] (3380 кг).

5.7.2. Розрахунок теплообмінника «труба в трубі»

Завдання

Розрахувати та спроектувати теплообмінник типу «труба в трубі» (діаметр внутрішньої труби 38 мм) для охолодження бутанолу-1.

Початкова температура 65 °С, кінцева температура 30 °С.

Витрати 1-бутанолу 4000 кг/год. Охолодження провести водою.
Середня абсолютна шорсткість труб $\epsilon = 0,2$ мм.

I. Матеріальний та тепловий розрахунки

Рушійна сила теплообміну. Як значення температур води (холодного теплоносія) беремо $t_{2п} = 10$ °С, $t_{2к} = 30$ °С :

$$\begin{array}{ll} 65 \rightarrow 30 & \text{бутанол-1;} \\ 30 \leftarrow 10 & \text{вода.} \end{array}$$

Знаходимо температурні напори на вході та виході теплообмінника:

$$\begin{aligned} \Delta t_{п} &= t_{1п} - t_{2к} = 65 - 30 = 35 \text{ °С ;} \\ \Delta t_{к} &= t_{1к} - t_{2п} = 30 - 10 = 20 \text{ °С ,} \end{aligned}$$

де $t_{1п}$, $t_{1к}$ –початкова і кінцева температури першого (гарячого) теплоносія – бутанолу-1; $t_{2п}$, $t_{2к}$ – відповідні температури другого (холодного) теплоносія – води.

Знаходимо середню різницю температур між гарячим та холодним теплоносіями (5.2):

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{35 - 20}{\ln \frac{35}{20}} = 26,8 \text{ °С} \approx 27 \text{ °С.}$$

Оскільки температура води змінюється менше, ніж бутанолу-1, то середню температуру води визначаємо:

$$t_{2\text{сеп}} = 0,5 (t_{2п} + t_{2к}) = 0,5 (30 + 10) = 20 \text{ °С.}$$

Середня температура бутанолу-1:

$$t_{1\text{сеп}} = t_{2\text{сеп}} + \Delta t_{\text{сеп}} = 20 + 27 = 47 \text{ °С.}$$

Необхідні для розрахунків властивості теплоносіїв наведено у табл. 5.5.

Таблиця 5.5

Необхідні фізичні параметри теплоносіїв

Властивість	Вода за температури 20 °С (табл. Д.12 додатка)	Бутанол-1 за температури 47 °С (табл. Д.8–Д.11 додатка)
Густина	$\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$	$\rho_1 = 793 \text{ кг/м}^3$
Теплоємність	$C_{p2} = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$C_{p1} = 2620 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
В'язкість	$\mu_2 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\mu_1 = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$
Теплопровідність	$\lambda_2 = 0,597 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\lambda_1 = 0,148 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Критерій Pr	$Pr_2 = 7,02$	$Pr_1 = 26,9$

Тепловий баланс теплообмінного апарата. Теплове навантаження Q_1 визначається за формулою (5.18) з урахуванням 3 % втрат тепла.

$$Q_1 = (4000/3600) \cdot 2,62 \cdot (65-30) \cdot 1,03 = 104,9 \text{ кВт},$$

де $G_1 = \frac{4000}{3600} = 1,111 \text{ кг/с}$ – масові витрати бутанолу-1, кг/с;

η – поправка на теплові втрати, $\eta = 1,03$.

Витрату води за обраних температур входу та виходу охолоджувального теплоносія визначаємо з рівняння теплового балансу (5.17)–(5.19), звідки:

$$G_2 = Q_2 / (C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2п})) = 104900 / (4190 \cdot (30-10)) = 1,252 \text{ кг/с}.$$

Визначення основних геометричних розмірів теплообмінного апарата (перше наближення). Переріз теплообмінної труби $38 \times 3,5 \text{ мм}$ за формулою (5.28) (товщина труб згідно з табл. Д. 5 додатка):

$$S_T = 0,785 d_b^2 = 0,785 \cdot 0,031^2 = 0,0007544 \text{ м}^2,$$

де d_b – внутрішній діаметр теплообмінної труби

$$d_b = 38 - 2 \cdot 3,5 = 31 \text{ мм}.$$

Згідно з ГОСТ 9930–78 (табл. Д.5 додатка) зовнішню теплообмінну трубу обираємо діаметром $57 \times 4 \text{ мм}$.

Переріз міжтрубного простору за формулою (5.30):

$$S_{MT} = 0,785 (D_b^2 - d^2) = 0,785 \cdot (0,049^2 - 0,038^2) = 0,0007512 \text{ м}^2.$$

де D_b – внутрішній діаметр зовнішньої труби; d – зовнішній діаметр внутрішньої труби.

Швидкість руху теплоносіїв. У трубний простір пускаємо бутанол-1, щоб зменшити теплові втрати. Швидкість бутанолу-1 визначаємо за формулою (5.27):

$$\omega_T = (1,111 / 794) / 0,0007544 = 1,855 \text{ м/с}.$$

Швидкість води у міжтрубному просторі за формулою (5.27):

$$\omega_{MT} = (G_{MT} / \rho_{MT}) / S_{MT} = (1,252 / 998) / 0,0007512 = 1,67 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі. *Трубний простір (бутанол-1).* Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса (5.8), визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр теплообмінних труб:

$$Re_{\tau} = \frac{1,855 \cdot 0,031 \cdot 793}{0,00152} = 30000.$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта застосовуємо відповідне критеріальне рівняння (5.13):

$$\begin{aligned} Nu_{\tau} &= 0,023 Re_{\tau}^{0,8} Pr_{\tau}^{0,4} (Pr_{\tau} / Pr_{\tau,ст})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 30000^{0,8} \cdot 26,9^{0,4} \cdot 0,93 = 304,7. \end{aligned}$$

Для бутанол-1 як теплоносія, що охолоджується, $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} = 0,93$. Коефіцієнт тепловіддачі бутанолу-1 α_{τ} за формулою (5.7):

$$\alpha_{\tau} = \frac{304,7 \cdot 0,148}{0,031} = 1455 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Міжтрубний простір (вода). Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса, визначальним лінійним розміром є різниця між внутрішнім діаметром зовнішньої труби і зовнішнім діаметром внутрішньої труби

$$d_{MT} = D_B - d_3 = 0,049 - 0,038 = 0,011 \text{ м};$$

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} d_{MT} \rho_{MT}}{\mu_{MT}} = \frac{1,67 \cdot 0,011 \cdot 998}{0,001} = 18333.$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта обираємо те саме критеріальне рівняння (5.13), що і для трубного простору:

$$\begin{aligned} Nu_{MT} &= 0,023 Re_{MT}^{0,8} Pr_{MT}^{0,4} (Pr_{MT} / Pr_{MT,ст})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 18333^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot 1,0 = 129,1. \end{aligned}$$

Для води як теплоносія, що нагрівається, $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 1,0$.

Коефіцієнт тепловіддачі води

$$\alpha_{MT} = \frac{Nu_{MT} \lambda_{MT}}{d_{MT}} = \frac{129,1 \cdot 0,597}{0,011} = 7007 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі (5.6)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\tau}} + \frac{1}{\alpha_{MT}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_3} = \frac{1}{\frac{1}{1455} + \frac{1}{7007} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 928 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

де $\delta_{ст} = 0,0035 \text{ м}$ – товщина стінки теплообмінної труби;

$\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі [5, с. 529];

$r_3 = 1 / 5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ – термічний опір забруднення для очищеної водопровідної води (табл. Д.4 додатка), термічним опором забруднень з боку бутанолу-1 нехтуємо.

Поверхня теплопередачі. Визначимо поверхню теплопередачі з основного рівняння теплопередачі за розрахованим коефіцієнтом теплопередачі за формулою (5.16):

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{104900}{928 \cdot 27} = 4,19 \text{ м}^2.$$

Згідно з ГОСТ 9930 – 78 [10] поверхню теплообміну слід розраховувати за зовнішнім діаметром теплообмінних труб. Поверхня одного погонного метра труби

$$f = \pi l_0 d = 3,14 \cdot 1 \cdot 0,038 = 0,1193 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина теплообмінних труб

$$L = F / f = 4,19 / 0,1193 = 35,1 \text{ м}.$$

Обираємо згідно з ГОСТ 9930 – 78 [10] (табл. Д. 5 додатка) довжину стандартної секції – 4,5 м. Тоді необхідно $35,1 / 4,5 = 7,8$ секцій.

Оскільки необхідно мати запас поверхні теплообміну, та з міркувань зручності експлуатації, за якими кількість секцій бажано мати парну (тоді вхідні та вихідні магістралі будуть з одного боку теплообмінника), обираємо кількість секцій $n = 10$.

Відповідна площа теплообміну

$$F = 10 \cdot 4,5 \cdot 0,1193 = 5,37 \text{ м}^2.$$

Запас поверхні теплообміну

$$\delta F = \frac{5,37 - 4,19}{4,19} \cdot 100 = 28 \text{ \%}.$$

II. Конструктивне розроблення теплообмінника

Загальне компоновання апарата. Секції довжиною 4,5 м розміщуємо горизонтально. Усього секцій – 10. Розміщуємо їх одна над одною. Для міжтрубного простору обираємо зварні з'єднання за допомогою патрубків. Для трубного простору обираємо з'єднання секцій калачами із застосуванням фланців.

Необхідно обрати фланці трубного простору, визначити розміри калачів трубного простору та відстані між секціями теплообмінника.

Вибір фланців. Для трубного простору обираємо фланці зі з'єднувальним виступом: сталеві плоскі зварні (ГОСТ 1255-67). Для фланця візьмемо умовний прохідний діаметр $D_y = 32$ мм. Для цього типу фланців труба входить у фланець, відповідно немає потреби в штуцері, а швидкість руху теплоносія у фланці така сама, як у трубі.

Основні геометричні розміри (мм) і маса фланців $D_y = 32$ мм згідно з ГОСТ 1255-67 (для $P_y = 6$ кгс/см²):

D_y	d_n	d_b	D	D_1	b	D_2	h	d	n	d різьби	M , кг
32	38	39	120	90	13	70	2	14	4	12	1,0

Для підключення зовнішніх магістралей до входу та виходу з міжтрубного простору обираємо також фланці $D_y = 32$ мм, оскільки площа перерізу міжтрубного простору ($S_{MT} = 0,000751$ м²) дорівнює площі перерізу трубного простору ($S_T = 0,000754$ м²).

Для з'єднання секцій апарата по міжтрубному простору обрано зварні з'єднання за допомогою патрубків.

Визначимо умовний прохідний діаметр патрубка міжтрубного простору з умови того, що площа перерізу міжтрубного простору дорівнює площі прохідного перерізу патрубка:

$$S_{MT} = 0,785D_y^2, \text{ звідки } D_y = \sqrt{\frac{S_{MT}}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,000751}{0,785}} = 0,031 \text{ м.}$$

Обираємо для патрубків міжтрубного простору трубу $38 \times 3,5$ мм.

Визначення розмірів апарата. Обираємо довжину патрубка $L_n \approx D_3 \approx 0,06$ м.

Тоді відстань між осями двох секцій по вертикалі:

$$h_1 = 2 D_3 = 2 \cdot 0,057 \approx 0,12 \text{ м.}$$

Довжина калача, який з'єднує секції трубного простору,

$$L_k = 0,5 \pi h_1 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,12 = 0,19 \text{ м.}$$

Калачі виготовляємо з труби $38 \times 3,5$ мм.

Мінімальна загальна висота теплообмінника

$$H_{\text{то}} = 10 D_3 + 10 D_3 = 20 \cdot 0,057 = 1,14 \text{ м.}$$

Для більшої зручності монтажу та обслуговування апарата його висота $H_{\text{то}} = 1,3 \text{ м.}$

Прокладки для фланців трубного простору. Необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність рознімних з'єднань. За визначених середнього діаметра прокладки $D_{\text{пер}}$, кількості та діаметрів болтів максимальну ширину прокладки можна визначити, прирівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Обрані фланці мають плоскі поверхні, тому тип ущільнення буде відповідно з прокладкою між плоскими поверхнями.

Із наведених даних про фланці визначаємо:

- кількість отворів, яка дорівнює кількості болтів – 4;
- різьбу болтів – М12 ;
- максимальний зовнішній діаметр прокладки $D_2 = 70 \text{ мм};$
- мінімальний внутрішній діаметр прокладки $d_{\text{в}} = 39 \text{ мм.}$

Визначаємо загальне навантаження на 4 болти F_6 :

для болтів М12 внутрішній діаметр різьби згідно з ГОСТ 9150
 $d_{\text{р.в}} = 10,2 \text{ мм};$

для сталі Ст. 3, з якої пропонуємо виготовити болти, $\sigma_{\text{доп}} = 135 \text{ МПа};$

$$F_6 = 4 f_6 = 4 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,010 - 0,002)^2 = 0,027 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладок обираємо пароніт ПОН-1 ГОСТ 481–71, для якого $q_{\text{пр}} = 20 \text{ МПа}$ [1]. Внутрішній діаметр прокладки $D_{\text{п1}} = 39 \text{ мм.}$

Тоді ширина прокладки фланців трубного простору за формулою (5.37):

$$b = -\frac{0,039}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,039}{2}\right)^2 + \frac{0,027}{3,14 \cdot 20}} = 0,009 \text{ м} = 9,0 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{\text{п2}} = D_{\text{п1}} + 2b = 39 + 2 \cdot 9 = 57 \text{ мм,}$$

що менше від максимально можливого діаметра прокладки $D_{\text{пmax}} = 70 \text{ мм.}$

Товщина прокладки – 2,0 мм [1].

Розрахунок міцності труб. Труби розраховуємо на внутрішній тиск, тобто перевіряємо, чи витримає стінка обраної товщини максимально можливий внутрішній тиск.

Допустиму товщину стінки розраховуємо за формулою (5.34). Розрахунок виконуємо для $P = 1,6$ МПа, якщо $\phi = 0,65$, $C = 1$ мм:

$$\delta = 0,5 \cdot 1,6 \cdot 68 / (135 \cdot 0,65) + 1,0 = 0,6 + 1,0 = 1,6 \text{ мм.}$$

Оскільки товщина стінки 3,5 мм > 1,6 мм, робимо висновок, що труба витримає тиск 1,6 МПа.

Вибір опор апарата. Для заданого типу горизонтального теплообмінного апарата обираємо вертикальні опори, до яких рознімно можуть бути при'єднані секції (елементи) апарата. Кількість опорних стояків – 8 (чотири пари). Опорні стояки з'єднані горизонтальними швелерами, до яких безпосередньо кріпляться елементи теплообмінника.

У нижній частині до стояків кріпляться опорні лапи. Матеріал опор – сталь марки Ст. 3.

Висоту опор визначаємо залежно від геометричних розмірів апарата.

Опорну площу однієї лапи (опори) та товщину ребра (листової сталі, з якої будуть виконані опори) визначаємо за даними табл. Д. 6 додатка.

Для цього необхідно аналогічно розрахунку маси кожухотрубного теплообмінника, наведеного в підрозд. 5.7.1, визначити загальну масу апарата, заповненого рідинами.

III. Гідравлічний розрахунок

Визначення гідравлічного опору трубного простору. Гідравлічний опір трубного простору складається з опору тертя, пропорційного довжині труб, та місцевих опорів.

Для трубного простору маємо такі місцеві опори:

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{тр}1} &= 0,5 \text{ – вхід в апарат;} \\ \zeta_{\text{тр}2} &= 1,0 \text{ – вихід з апарата;} \\ \zeta_{\text{тр}3} &= 1,5 \text{ – поворот через калач на } 180^\circ.\end{aligned}$$

Для визначення гідравлічного опору трубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя $\lambda_{\text{т}}$. Задана середня абсолютна шорсткість труб $e = 0,2$ мм. Відносна шорсткість

$$\varepsilon = e / d_{\text{тр}} = 0,2 / 31 = 0,0065.$$

Коефіцієнт тертя λ_T визначаємо за формулою (5.23):

$$\lambda_T = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,0065}{3,7} + \left(\frac{6,81}{30000} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,036.$$

Визначимо загальну довжину шляху бутанолу-1 в апараті:

$$L = n L_c + (n-1) L_k = 10 \cdot 4,5 + 9 \cdot 0,19 = 46,7 \text{ м.}$$

де n – кількість секцій.

Для визначення гідравлічного опору на тертя трубного простору скористаємося формулою (5.25):

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \lambda_T \frac{L \rho \omega_T^2}{d} + \frac{\rho \omega_T^2}{2} \sum \zeta_{Ti} = \\ &= 0,036 \cdot \frac{46,7 \cdot 793 \cdot 1,855^2}{2 \cdot 0,031} + 0,5 \cdot 793 \cdot 1,855^2 (0,5 + 1,0 + 9 \cdot 1,5) = \\ &= 73993 + 20465 = 94459 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Втрати тиску на підняття рідини

$$\Delta P_{\Pi} = \rho g H_{\text{то}} = 793 \cdot 9,8 \cdot 1,3 = 10103 \text{ Па.}$$

Загальний гідравлічний опір трубного простору

$$\Delta P_{\text{тз}} = \Delta P_{\Pi} + \Delta P_T = 94459 + 10103 = 104562 \text{ Па.}$$

Визначення гідравлічного опору міжтрубного простору. Для визначення гідравлічного опору міжтрубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя λ_{MT} . Задана середня абсолютна шорсткість труб $e = 0,2$ мм.

Відносна шорсткість

$$\varepsilon = e / d_{\text{MT}} = 0,2/11 = 0,018.$$

Коефіцієнт тертя λ_{MT} визначимо за формулою (5.23):

$$\lambda_{\text{MT}} = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,018}{3,7} + \left(\frac{6,81}{18333} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,050.$$

Загальна довжина шляху води в апараті

$$L_{\text{MT}} = n L + n L_{\Pi} = 10 \cdot 4,5 + 10 \cdot 0,12 = 46,2 \text{ м.}$$

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, який рухається у міжтрубному просторі:

$$\zeta_{\text{MT1}} = 1,5 - \text{вхід рідини};$$

$$\zeta_{\text{MT2}} = 1,0 - \text{вихід рідини};$$

$$\zeta_{\text{MT3}} = 1,5 - \text{вхід в міжтрубний простір з поворотом на } 90^\circ;$$

$$\zeta_{\text{MT4}} = 1,0 - \text{вихід з міжтрубного простору з поворотом на } 90^\circ.$$

Втрати тиску на тертя в міжтрубному просторі за формулою (5.25):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{MT}} &= \lambda_{\text{MT}} \frac{L}{d} \frac{\rho \omega_{\text{MT}}^2}{2} + \frac{\rho \omega_{\text{MT}}^2}{2} \sum \zeta_{\text{MT}i} = \\ &= 0,050 \frac{46,2 \cdot 998 \cdot 1,67^2}{2 \cdot 0,011} + 0,5 \cdot 998 \cdot 1,67^2 (1,5 + 1,0 + 9 \cdot 1,5 + 9 \cdot 1,0) = \\ &= 292249 + 34792 = 327041 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Втрати тиску на підняття води

$$\Delta P_{\text{п}} = \rho g H_{\text{то}} = 998 \cdot 9,8 \cdot 1,3 = 12715 \text{ Па.}$$

Загальний гідравлічний опір міжтрубного простору:

$$\Delta P_{\text{MT}} = \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{тр}} = 327041 + 12715 = 339755 \text{ Па.}$$

Визначення потужності насосів. Теоретична потужність насоса $N_{\text{т}}$ пропорційна об'ємній витраті рідини V та гідравлічному опору апарата ΔP . Реальна потужність визначається з використанням коефіцієнта корисної дії η :

$$N = \frac{\Delta P V}{1000 \eta};$$

$$V = \frac{G}{\rho}.$$

Для трубного простору визначаємо необхідну потужність насоса ($\eta = 0,7$):

$$N_{\text{т}} = \frac{G_{\text{т}} \Delta P_{\text{т}}}{1000 \rho_{\text{т}} \eta} = \frac{1,111 \cdot 104562}{1000 \cdot 793 \cdot 0,7} = 0,21 \text{ кВт.}$$

Для міжтрубного простору визначаємо необхідну потужність насоса ($\eta = 0,7$):

$$N_{\text{MT}} = \frac{G_{\text{MT}} \Delta p_{\text{MT}}}{1000 \rho_{\text{MT}} \eta} = \frac{1,252 \cdot 339755}{1000 \cdot 998 \cdot 0,7} = 0,61 \text{ кВт.}$$

6. ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТУ

Обсяг графічної частини має становити не менше двох аркушів формату А1-А2. Креслення виконують у масштабах 1:5, 1:10, 1:20, 1:50, 1:100. Креслення циліндричних апаратів виконують у двох проєкціях з обов'язковими вузлами, креслення прямокутних апаратів – у трьох проєкціях.

Креслення загального вигляду повинні бути виконані у відповідності до основних вимог ЄСКД на виконання технічних проєктів. Креслення загального вигляду повинні вміщувати такі відомості:

а) зображення виробу (апарата), необхідні проєкції, розрізи та перерізи, які дають повне уявлення про будову апарата:

б) основні розміри – конструктивні, для з'єднання та габаритні, а в разі потреби – установчі монтажні та граничні відхилення рухомих частин;

в) позначення посадок у відповідних спряженнях;

г) вигляд, або схему з дійсним розташуванням штуцерів, лап опор та ін.;

д) таблицю призначення штуцерів, патрубків та ін.;

е) технічну характеристику;

ж) технічні вимоги;

з) перелік складових частин апарата.

На кресленні можна показати умовно зміщені штуцери, лапи без зміни їх розміщення по висоті та довжині апарата.

У технічній характеристиці вказують: призначення апарата; об'єм апарата – номінальний та робочий; продуктивність (витрати теплоносіїв), площу поверхні теплообміну; максимальний тиск; максимальну та середню температури кожного середовища (теплоносія); токсичність, агресивність, пожежо- і вибухо-небезпечність теплоносіїв.

У технічних вимогах на кресленні вказують: позначення за стандартом (ДСТУ) або технічних умов (ТУ), згідно з яким треба виготовити та перевірити якість заданого виробу; позначення ДСТУ або ТУ на основні матеріали, які застосовані для виготовлення виробу; вимоги до перевірки на міцність і щільність зварних швів та інших видів з'єднань, відомості про необхідність

теплової ізоляції, гумування або застосування інших антикорозійних покриттів.

Перелік складових частин апарата потрібно розташовувати на полі креслення загального вигляду над основним написом за формою:

№ з/п	Позначення	Найменування	Кількість	Маса 1 шт.	Найменування та марка матеріалу	Примітка
8	40	60	10	14	32	21
185 мм						

Останній рядок переліку складових частин не повинен доходити до основного напису на відстань меншу за 10 мм.

Для спрощення переліку дозволяється залишати незаповненими кілька рядків (два, три) з відповідним пропуском номера позиції після кожної групи переліку складових частин (деталі, стандартні вироби).

У кожному рядку переліку не дозволяються «двоповерхові» записи. Дані, які заносять до переліку складових частин апарата, треба записувати зверху донизу, в тому числі деталі кріплення (болти, гайки, шайби).

Графу «Позначення» у більшості випадків не заповнюють, оскільки вона призначена для позначення складових одиниць нижчого порядку та деталей, які в курсовому проекті не розглядаються.

Графу «Маса 1 шт.» у переліку складових частин не заповнюють.

Під час курсового проектування виконуються креслення найбільш поширених теплообмінних апаратів типу «труба в трубі» та кожухотрубних. На кресленні загального типу виконують такі зображення: головний вигляд апарата, вид зверху (для вертикального теплообмінного апарата), або збоку (для горизонтального), вигляд одного з фланцевих з'єднань, розміщення труб у трубній решітці, а також інші необхідні зображення, які пояснюють конструкцію апарата. Якщо немає потреби показувати вигляд зверху, або збоку, тоді розміщення штуцерів та лап можна показати схематично.

7. ПОРЯДОК ЗАХИСТУ ПРОЕКТУ

Виконає, оформляє та захищає курсовий проект студент індивідуально відповідно до методичних рекомендацій.

Відповідно до робочої навчальної програми з навчальної дисципліни «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв» встановлено такий порядок захисту проекту:

Оцінює результати виконання та захисту курсового проекту (модуль 3) комісія, яку очолює завідувач кафедри, відповідно до рейтингової системи, наведеної в табл.7.1, 7.2.

Таблиця 7.1

Система оцінювання результатів виконання та захисту курсового проекту

№ з/п	Критерій	Максимальна кількість балів
1	Відповідність змісту виконаної роботи поставленому завданню та повнота його розкриття	4
2	Правильність та повнота обґрунтування прийнятих рішень	4
3	Відповідність оформлення пояснювальної записки вимогам стандартних та інших нормативних документів	4
4	Захист курсового проекту: повнота та глибина доповіді, повнота та логічність відповідей на запитання під час захисту	8
Максимальна підсумкова оцінка		20

Якщо студент має нульову оцінку за хоча б одним з критеріїв 1–3 або оцінку менше ніж 5 балів за критерієм 4 (захист курсового проекту), наведених у табл. 7.1, то курсовий проект йому не зараховується.

Якщо студент виконав та захистив курсовий проект поза встановлений термін з неповажних причин, то максимальна величина рейтингової оцінки в балах, яку він може отримати за результатами захисту, дорівнює 17 (оцінці «добре» за національною шкалою), тобто зменшується на три бали порівняно з наведеною у табл. 7.1 максимальною оцінкою.

Відповідно до робочої навчальної програми з навчальної дисципліни «Процеси і апарати біотехнологічних виробництв» максимальна кількість балів, які може отримати студент за виконання і захист курсового проекту (модуль 3) становить 20 балів.

Підсумкова модульна рейтингова оцінка, отримана студентом за результатами виконання та захисту курсового проекту (модуль 3), окрім відомості модульного контролю заноситься також до навчальної картки та залікової книжки студента, наприклад, так: **18/Відмінно, 16/Добре, 12/Задовільно.**

Таблиця 7.2

Відповідність рейтингових оцінок за результатами виконання та захист курсового проекту в балах оцінкам за національною шкалою

Оцінка в балах		Оцінка за національною шкалою
Захист курсового проекту	Виконання та захист курсового проекту	
8	18–20	Відмінно
6–7	15–17	Добре
5	12–14	Задовільно
Менше ніж 5	Менше ніж 12	Незадовільно

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Борисов Г. С.* Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дытнерский и др.; под ред. Ю. И. Дытнерского. – М. : Химия, 1991. – 496 с.
2. *Коваленко І. В.* Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв: підручник / І. В. Коваленко, В. В. Малиновський. – К. : Інрес: Воля, 2006.– 264 с.
3. *Малежик І. Ф.* Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / І. Ф. Малежик, П. С. Циганков, П. М. Немирович та ін.; за ред. І. Ф. Малежика. – К. : НУХТ, 2003. – 400 с.
4. *Малежик І. Ф.* Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування: навч. посібник / І. Ф. Малежик, О. С. Марценюк, Л. Н. Мельник та ін.; за ред. І. Ф. Малежика. – К. : НУХТ, 2012. – 543 с.
5. *Павлов К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 10-е изд. – М. : Химия, 1987. – 576 с.
6. *ГОСТ 15122–79* Теплообменники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М. : Изд-во стандартов. 1979. – 34 с.
7. *ГОСТ 15118-79* Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры. – М. : Изд-во стандартов. 1979. – 14 с.
8. *ГОСТ 9930-78* Теплообменники «Труба в трубе» типы и основные параметры. – М. : Изд-во стандартов. 1980. – 2 с.
9. *ГОСТ 12831-67* Фланцы с соединительным выступом стальные приварные встык. Конструкция, размеры и технические требования. – М. : Изд-во стандартов. 1979. – 21 с.
10. *ГОСТ 1255-67* Фланцы с соединительным выступом стальные плоские приварные. Конструкция, размеры и технические требования. – М. : Изд-во стандартов. 1979. – 8 с.

