

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПЕРВОМАЙСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Анастасенко С.М., Жигуліна В.В., Семенов М.М., Соломонюк Д.М.,
Шаповалов Ю.О., Швець І.А., Шостак О.В.

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

Навчальний посібник
для збудувачів освіти спеціальності
144 «Теплоенергетика»

Рекомендовано Вченою радою ПННІ НУК

Первомайськ
2023 р.

УДК 536.24
ББК 31.3(07)
А 64

*Рекомендовано Вченою радою ПННІ НУК,
протокол № 7 від 30 травня 2023 р.*

Рецензенти: доктор технічних наук, професор Чередніченко О.К.
доктор технічних наук Коробко В.В.

Кафедра Теплоенергетики та технологій машинобудування ПННІ НУК
Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та
теплоенергетики НУК

Анастасенко С.М., Жигуліна В.В., Семенов М.М., Соломонюк Д.М.,
Шаповалов Ю.О., Швець І.А., Шостак О.В.

А64 Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності
144 "Теплоенергетика". – Первомайськ: НУК, - Львів, «Новий світ-2000», 2023.
– 228с.

Наведено інформацію щодо конструкції та принципу дії теплообмінних
апаратів, основ їх розрахунку і проектування. Розглянуто приклади
розрахунку теплообмінників. Наведено необхідні довідкові матеріали,
правила оформлення розрахунково-пояснювальної записки і креслень
загального виду

УДК 536.24
ББК 31.3(07)

© Анастасенко С.М., 2023
© Жигуліна В.А., 2023
© Семенов М.М., 2023
© Соломонюк Д.М., 2023
© Шаповалов Ю.О., 2023
© Швець І.А., 2023
© Шостак О.В., 2023
© Національний університет
кораблебудування імені адмірала
Макарова, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	8
1.1. Загальні визначення та класифікація теплообмінних апаратів.....	8
1.2. Теплообмінники типу «труба у трубі».....	13
1.3. Змійовикові теплообмінники.....	14
1.4. Кожухотрубчасті теплообмінні апарати з прямими та U-подібними трубами.....	14
1.5. Трубчасті теплообмінники з оребренням типу «газ-рідина».....	29
1.6. Пластинчасті рекуперативні теплообмінні апарати.....	32
1.7. Спиральні теплообмінники.....	45
1.8. Прокатно-зварні теплообмінники.....	48
1.9. Пластинчасто-ребристі теплообмінники.....	49
1.10. Основні типи регенеративних теплообмінників.....	51
1.11. Апарати повітряного охолодження (АПО).....	56
1.12. Радіаторно-вентиляторні установки (РВУ).....	57
1.13. Обшивальні теплообмінні апарати.....	59
1.14. Тонкошарові теплообмінні апарати.....	59
1.15. Зрошувальні трубчасті теплообмінники.....	60
1.16. Емальовані теплообмінники.....	61
1.17. Теплообмінники з неметалевих матеріалів.....	62
1.18. Секційні теплообмінники. Комплекси та ряди теплообмінних апаратів	64
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	68
2.1. Типи розрахунків теплообмінних апаратів.....	68
2.2. Розрахункові моделі теплообмінних апаратів	69
2.3. Теплові баланси теплообмінних апаратів.....	70
2.4. Проектний тепловий розрахунок теплообмінних апаратів	74
2.5. Повірочний тепловий розрахунок теплообмінних апаратів	75
2.6. Теплова ефективність теплообмінних апаратів.....	76
2.7. Теплоносії. Теплофізичні властивості теплоносіїв.....	78
2.8. Основні положення вибору геометричних розмірів каналів теплообмінних апаратів.....	82
2.9. Основні положення вибору швидкостей теплоносіїв.....	83
2.10. Визначення середнього температурного перепаду.....	85
2.11. Визначення коефіцієнтів теплопередачі між теплоносіями у теплообмінних апаратах	92
2.12. Визначення коефіцієнту тепловіддачі в теплообмінних апаратах Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв у	96
2.13. середині труб і еквівалентних їм каналів.....	98
2.14. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв в	

кільцевому каналі між гладкими трубками.....	100
2.15. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв у середині змійовикових труб.....	100
2.16. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при поперечному обтіканні одиночних круглих труб.....	100
2.17. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при обтіканні теплоносіями пучків труб.....	101
2.18. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при зрошенні зовнішньої поверхні труб.....	102
2.19. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при конденсації пари на поверхні труб.....	103
2.20. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при плинні усередині каналів пластинчастих теплообмінників.....	105
2.21. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при русі теплоносія у середині каналів спіральних теплообмінників.....	106
2.22. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при русі теплоносія у середині каналів пластинчато-ребристих теплообмінників.....	107
2.23. Особливості розрахунку ребрених поверхонь.....	107
2.24. Гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів.....	109
2.25. Розрахунок теплообмінного апарату на міцність.....	114
РОЗДІЛ 3. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	123
3.1. Розрахунок водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі».	123
3.2. Розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника..	128
3.3. Гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника.....	135
3.4. Розрахунок на міцність корпусу кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника.....	138
3.5. Розрахунок кожухотрубчастого паро-водяного теплообмінника...	140
3.6. Гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого паро-водяного теплообмінника.....	150
3.7. Розрахунок паро-рідинного пластинчастого теплообмінника.....	153
3.8. Розрахунок водо-водяного пластинчастого теплообмінника.....	163
3.9. Розрахунок рідино-рідинного спірального теплообмінника.....	166
РОЗДІЛ 4. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ В ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВКАХ.....	174
4.1 Утилізація тепла в двигунах внутрішнього згоряння.....	174
4.2 Теплообмінні апарати для утилізації тепла відпрацьованих газів	177
4.2.1 Призначення теплообмінних апаратів для утилізації тепла відпрацьованих газів.....	177
4.2.2 Будова та робота утилізатора тепла відпрацьованих газів.....	177
4.2.3 Розрахунок головних параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного.....	179

4.3	Теплообмінні апарати для утилізації тепла з системи охолодження.....	185
4.4	Теплообмінні апарати для утилізації тепла з системи змащення....	186
4.5	Теплообмінні апарати для відводу тепла наддувного повітря.....	187
4.6	Теплообмінні апарати для підігріву палива.....	189
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	192
	Додаток А Завдання для розрахунку теплообмінних апаратів.....	194
	Додаток Б Геометричні параметри трубчастих теплообмінників.....	198
	Додаток В Геометричні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів.....	208
	Додаток Г Теплофізичні властивості теплоносіїв.....	215
	Додаток Д Конструкційні матеріали для виготовлення теплообмінників	220
	Додаток Е Залежності для розрахунків теплообмінних апаратів.....	223

ВСТУП

Теплообмінні апарати та установки широко використовуються у всіх галузях промисловості. Призначення, сфери застосування та конструктивне оформлення їх дуже різноманітні. Вони призначені для збільшення економічності енергетичного обладнання, підвищення його надійності, забезпечення технологічних процесів. Першу групу складають елементи парових котлів, теплових двигунів, компресорних машин, теплових електростанцій, установки з використання вторинних енергоресурсів. Друга група включає в себе різноманітні деаератори, випарники, підігрівачі рідкого палива, маслоохолоджувачі, водонагрівачі, охолоджувачі повітря. До третьої групи відносять випарні, вентиляційні та сушильні установки, скрубери, апарати кріогенної техніки та хімічних виробництв.

Враховуючи широкий діапазон застосування та важливість виконуваних ними функцій, теплообмінні апарати повинні відповідати наступним основним вимогам: забезпечувати передачу необхідної кількості теплоти з отриманням кінцевих необхідних температур теплоносіїв; володіти певною пропускну здатністю для кожного з робочих середовищ при заданому рівні гідравлічних опорів; бути надійними в експлуатації за заданих параметрів робочих середовищ; поверхня теплообміну та елементи конструкції повинні мати достатню хімічну стійкість до впливу агресивних середовищ; конструкція повинна передбачати можливість огляду поверхні теплообміну і доступність для неї періодичного очищення та ремонту; мати достатній запас міцності від напруг, що виникають в результаті впливу тиску робочих середовищ і температурних деформацій; мати менші габарити та металоємність.

Створення сучасних конструкцій теплообмінних апаратів має відповідати вимогам ергономіки та технічної естетики, що дозволяють найповніше задовольняти запити обслуговуючого персоналу, максимально забезпечувати сприятливі умови експлуатації.

Метою посібника є ознайомлення здобувачів освіти з конструкціями поширених типів теплообмінних апаратів, основами їх теплового, гідравлічного та міцнісного розрахунків.

Особливістю посібника є викладення загальних методів розрахунку різних типів апаратів без прив'язки до конкретної галузі промисловості, що дозволило досягти універсального підходу, коли перевірені на окремих апаратах однієї галузі розрахункові рівняння з теплообміну і гідравлічного опору використовуються у проектуванні подібного апарата іншої галузі промисловості.

У першому розділі описані конструкції основних типів теплообмінних апаратів, що використовуються у теплоенергетиці та різних галузях народного господарства.

У другому розділі викладено основи теплових, гідравлічних та міцнісних розрахунків, приведено основні залежності для розрахунку теплообмінників.

У третьому розділі наведено приклади розрахунків основних типів теплообмінників.

В четвертому розділі приведено застосування теплообмінних апаратів в дизельних установках.

Даний посібник може бути корисним для здобувачів освіти спеціальностей: "Теплоенергетика", "Газотурбінні установки та компресорні станції", "Двигуни внутрішнього згоряння" та інші.



КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

1.1. Загальні визначення та класифікація теплообмінних апаратів

Теплообмінний апарат (теплообмінник, ТА) - це пристрій, у якому здійснюється теплообмін між двома або декількома середовищами (теплоносіями). Пристрої, в яких між середовищами відбувається масообмін, називають масообмінними апаратами. Апарати, в яких одночасно протікають теплові і масообмінні процеси, називають тепломасообмінними. Передача тепла в теплообмінниках відбувається самопливом.

Варіанти визначення поняття "теплообмінник":

- за ДСТУ 2582-94: Теплообмінник – пристрій, призначений для передавання тепла від одних тіл та середовищ до інших.
- за ДСТУ EN 305:1997: Теплообмінник – пристрій, для теплообмінювання між двома фізично розділеними флюїдами.

Найбільше поширення в енергетичних і теплотехнологічних установках одержали процеси нагрівання, охолодження, конденсації, випарювання, сушіння, дистиляції, плавлення, кристалізація, затвердіння. Всі ці процеси супроводжуються передачею тепла.

За температурним потенціалом теплотехнічне устаткування можна розділити на низькотемпературне, середньотемпературне та високотемпературне. До високотемпературних установок відносяться промислові печі, в яких робочі температури знаходяться в діапазоні 400...2000°C. Робочий діапазон середньотемпературних процесів знаходиться, як правило, у межах 150...700 °C. У низькотемпературному устаткуванні робочі температури близькі до температури навколишнього середовища. Процеси з більш низькими температурами (до -150 °C), називають криогенними.

В якості низько- і середньотемпературного устаткування можна використовувати теплообмінні апарати систем опалення та гарячого водопостачання, установки для тепловологої обробки і сушіння матеріалів, установки утилізації тепла та ін.

Середовища, які можуть акумулювати та віддавати тепло, обмінюються теплотою або використовуються для передачі теплоти від більш нагрітих тіл і речовин до менш нагрітих, називають теплоносіями.

У ДСТУ EN 305:2001 замість поняття "теплоносіїв" використовують поняття "Флюїд" – це будь-яка рідина, газ або пара, що їх використовують для передавання теплової енергії (теплоти).

Гарячий (тепловіддаючий) теплоносіїв – теплоносіїв, що у межах даного теплообмінного апарату має більшу температуру, в наслідок чого, від нього відбувається тепловідділення.

Холодний (теплосприймаючий) теплоносі́й – теплоносі́й, що у межах даного теплообмінного апарату має меншу температуру, в наслідок чого, він отримує та поглинає тепло.

Теплоносі́ями в теплообмінниках може бути будь-яка речовина або суміш речовин у будь-якому агрегатному стані. Наприклад: водяна пара, гаряча вода, повітря, різні гази, продукти згоряння палива, мастила, різні сольові розчини та суміші рідин, рідкі метали, потоки газів та рідин зі звішеними у них твердими частками, аерозолі, плазма.

Найбільше розповсюдження в якості теплоносі́їв отримали повітря, водяна пара, гаряча та холодна вода та продукти згоряння палив.

Найважливішою частиною теплообмінника є теплообмінна матриця ("поверхня теплообміну") – частина теплообмінника, за посередництвом якої, здійснюється передача тепла від «гарячого» теплоносі́я до «холодного».

У деяких випадках для передачі тепла замість одного ТА можуть використовувати групу ТА, до складу якої входять апарати одного типу (частіше), або різних типів (рідкий випадок). Такий теплообмінний апарат називається секційним, а його складові – секціями.

У загальному випадку теплообмінні апарати класифікуються наступним чином.

За призначенням

За призначенням теплообмінники поділяють:

- підігрівач – підігрів теплоносі́я до заданої температури;
- охолоджувач – охолодження теплоносі́я до заданої температури;
- конденсатор – конденсація теплоносі́я;
- випарник – випарювання теплоносі́я.

Існує ще поняття «регенеративний» («утилізаційний») ТА – теплообмінник, у якому підігрів або охолодження теплоносі́я відбувається за рахунок теплообміну з джерелом тепла (або холоду), яке неможливо використати в інших технологічних процесах і за інших обставин воно було б викинуто до навколишнього середовища.

За принципом дії

За принципом дії теплообмінники поділяють на рекуперативні, регенеративні та контактні (рис. 1.1).

Рекуперативні – це теплообмінники, в яких передача тепла від одного теплоносі́я до іншого здійснюється через стінку, що їх розділяє, або непрямым шляхом через проміжне середовище. Прикладом таких апаратів є парові котли, підігрівники, конденсатори та ін.

Регенеративні – теплообмінники, в яких передача тепла здійснюється за допомогою тіл, які накопичують теплоту і поперемінно контактують з обома теплоносі́ями. Це теплообмінники періодичної дії, в яких в один момент часу гарячий теплоносі́й передає тепло твердому тілу (керамічній або металевій насадці), у наступний момент часу в контакт з твердим тілом приводиться холодний теплоносі́й, який приймає акумульоване тепло. Прикладом таких апаратів є регенератори мартенівських і склоплавильних печей, повітропідігрівники доменних печей, котлів та ін.

У рекуперативних і регенеративних апаратах процес передачі тепла неминуче пов'язаний з контактом теплоносія з поверхнею твердого тіла. Тому такі апарати називаються також поверхневими.

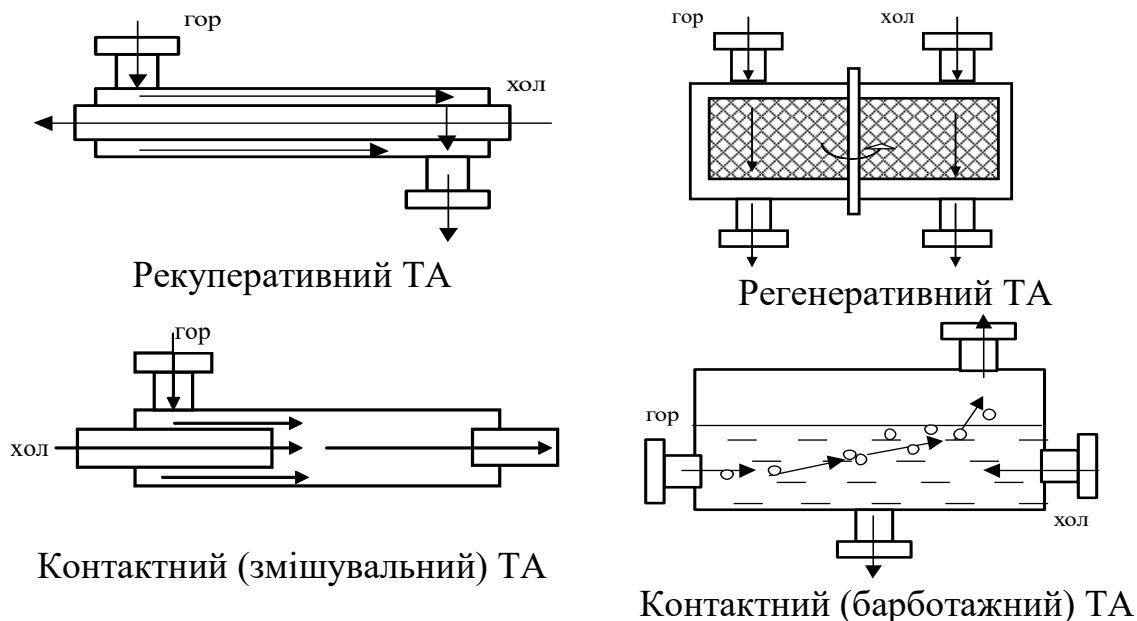


Рис. 1.1. Типи теплообмінних апаратів.

Контактні ТА – теплообмінники, в яких передача тепла від гарячого теплоносія до холодного відбувається за рахунок їх безпосереднього контакту.

Контактні теплообмінники поділяють на змішувальні та барботажні. У змішувальних теплообмінниках холодний та гарячий теплоносії змішуються (звичайно теплоносії знаходяться в однаковому агрегатному стані: рідина-рідина або газ-газ). У барботажних – гарячий теплоносій прокачується крізь холодний (або навпаки), не змішуючись з ним (теплоносії знаходяться в різних агрегатних станах: рідина-газ).

Оскільки у змішувальних апаратах процес теплопередачі відбувається шляхом безпосереднього контакту і перемішування гарячого і холодного теплоносіїв, тому у цьому випадку теплопередача протікає одночасно з масообміном.

Радіаційні теплообмінники – у цих ТА передача тепла відбувається випромінюванням. Такі ТА не мають поверхні теплообміну (матриці).

За родом теплоносіїв.

Речовина може існувати в наступних агрегатних станах: газоподібний (пара, газ), рідкий (рідина), твердий (тверде тіло), плазма.

Можуть бути наступні комбінації гарячого і холодного теплоносіїв в теплообміннику: рідина-рідина, пара-рідина, газ-рідина, пара-газ, газ-газ, рідина-тверде тіло, газ-тверде тіло та ін.

Необхідно зазначити, що під терміном «пара» часто мається на увазі або тільки водяна пара, або пара речовини, яка може конденсуватись у даному теплообміннику.

За агрегатним станом

В залежності від зміни агрегатного стану розрізняють теплообмінники:

- без зміни агрегатного стану;
- зі зміною агрегатного стану одного із теплоносіїв;
- зі зміною агрегатного стану обох (всіх) теплоносіїв.

За характером течії теплоносія:

За характером течії теплоносія теплообмінники поділяють:

- з натуральною циркуляцією: теплоносій рухається завдяки різниці густини в різних шарах теплоносія, які мають різну температуру (водогрійні та парові котли, випарники, випарні апарати);
- із примусовою циркуляцією (під дією насосів, компресорів та вентиляторів);
- з рухом теплоносія під дією гравітаційних сил (конденсатори, зрошувачі).

За виглядом (конфігурацією) поверхні теплообміну (матриці).

Рекуперативні теплообмінники поділяються на	Регенеративні теплообмінники за принципом дії поділяються на:
- типу “труба в трубі”; - кожухотрубчасті з прямими гладкими та U-подібними трубами; - з оребреними трубами; - змійовикові; - спіральні; - пластинчаті; - пластинчато-ребристі.	- з нерухомою матрицею; - з обертальною матрицею; - з пересувною матрицею (конвеєри, металеві кулі, дріб яка рухається).
	За типом матриці (для нерухомої або обертальної матриці) поділяються на:
	- з насадкою із гофрованої стрічки; - з сітчастою насадкою; - з насадкою із куль та гранул; - з насадкою із кілець Рашинга.

За кількістю теплоносіїв

Двохпоточні або багатопоточні (рис. 1.2).

До багатопоточних ТА відносять також теплообмінники з проміжним теплоносієм. У цьому теплообміннику проміжний теплоносій циркулює замкненим колом. Спочатку у першому корпусі ТА він підігрівається від гарячого теплоносія, а потім потрапляє до другого корпусу ТА, де віддає своє тепло холодному теплоносію.

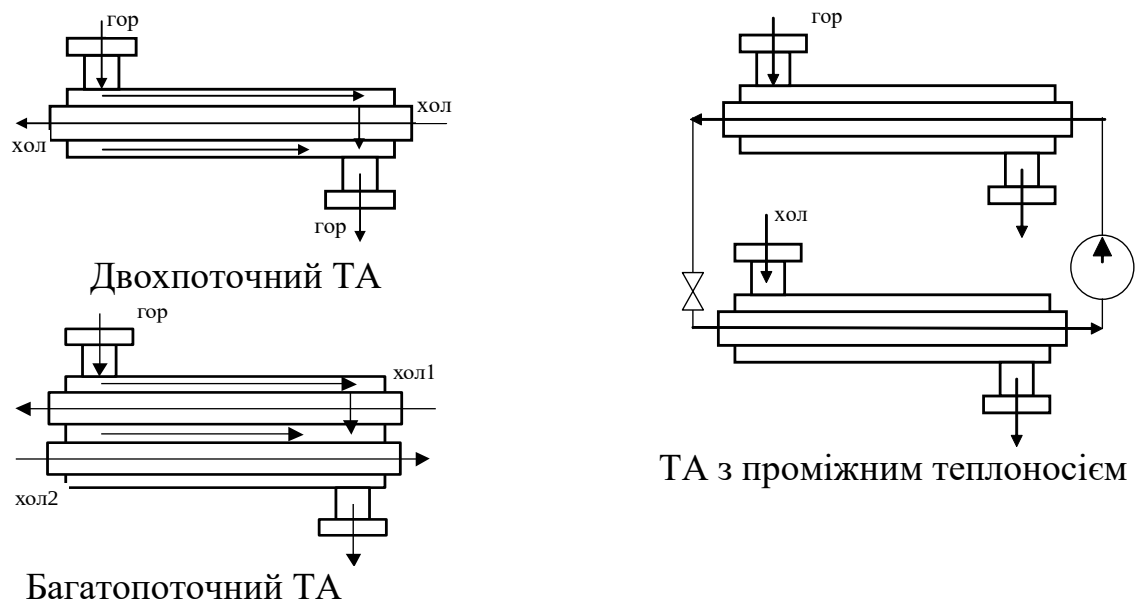


Рис. 1.2. Схеми теплообмінних апаратів

За взаємним напрямком руху теплоносіїв.

Якщо гарячий і холодний теплоносії переміщуються уздовж поверхні теплообміну в одному напрямку, тепломасообмінний апарат називають прямотечійним, у разі зустрічного руху теплоносіїв – протитечійним, а у разі перехресного руху – перехрестнотечійним. Перераховані схеми руху теплоносіїв і середовищ в апаратах називають простими. У тому випадку, коли напрямок руху хоча б одного з потоків відносно іншого міняється, говорять про складну схему руху теплоносіїв і середовищ (рис. 1.3).

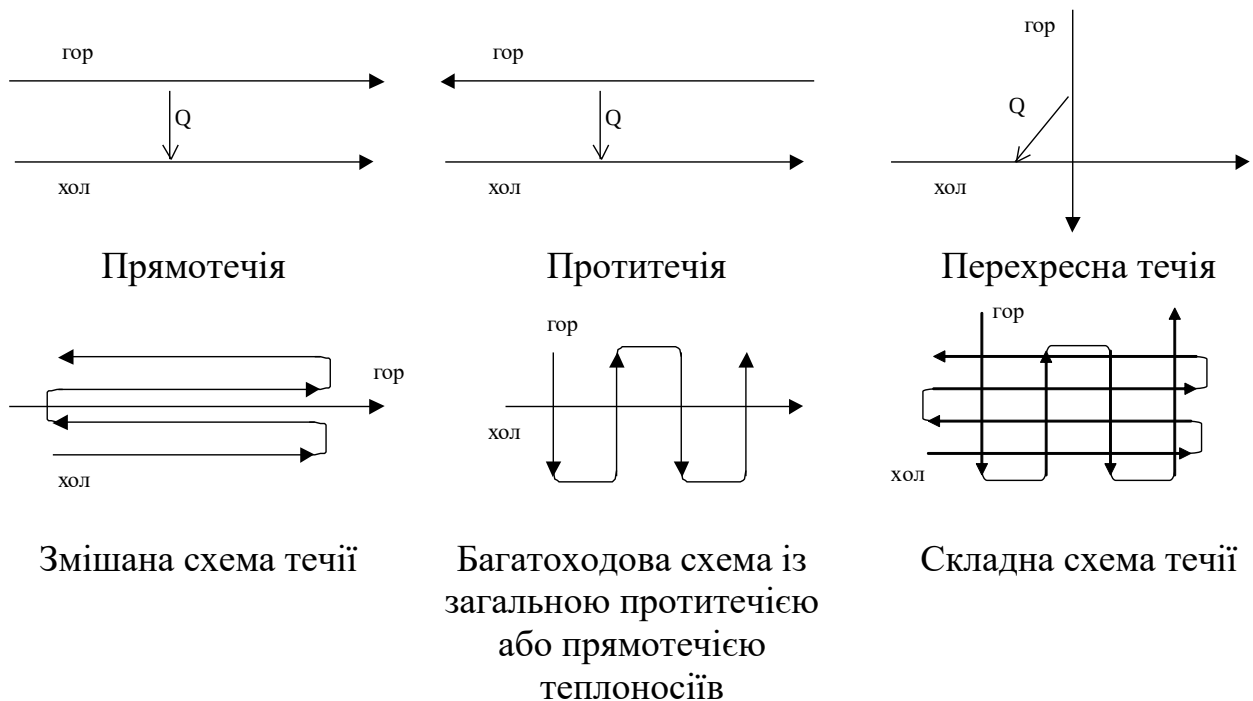


Рис. 1.3. Схеми течії теплоносіїв у теплообмінних апаратах

У регенеративних апаратах може бути тільки прямотечія або протитечія.

1.2. Теплообмінники типу «труба у трубі»

Теплообмінники типу «труба у трубі» (рис. 1.4) є найстарішим типом теплообмінників. Вони складаються з двох труб, одна з яких розташована в середині другої. Один із теплоносіїв тече в середині внутрішньої труби, другий обтікає її ззовні, рухаючись у кільцевому просторі.

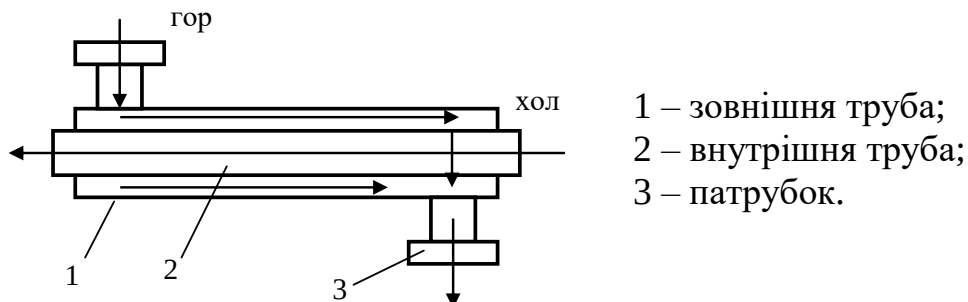


Рис. 1.4. Теплообмінний апарат типу «труба у трубі»

До недоліків таких теплообмінників відносять велику витрату металу на одиницю площини поверхні теплообміну і, як наслідок, їх відносно високу питому вартість. Параметри деяких теплообмінних апаратів типу «труба у трубі» наведені у додатку Б.1.

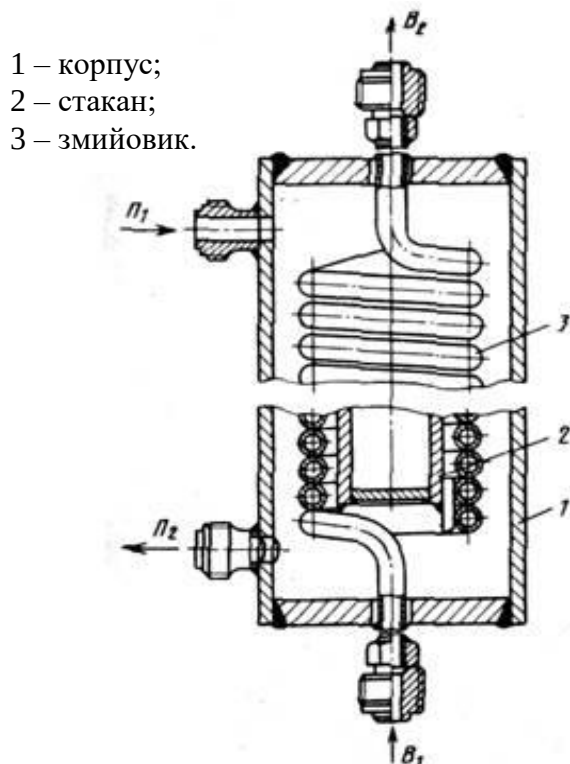
1.3. Змійовикові теплообмінники

При збільшенні площини поверхні теплообміну в теплообмінниках типу «труба у трубі» росла й довжина трубки. Для зменшення довжини теплообмінника трубки почали закручувати в спіраль. Так виникли змійовикові теплообмінники (рис. 1.5).

Змійовиковий теплообмінник складається з корпусу, в якому розташовано один або декілька змійовиків. Витки змійовика орієнтовані за гвинтовою лінією.

При великій площі поверхні теплообміну змійовики за довжиною набирають з кількох секцій. Для попередження прогину труб за великої кількості витків та великим діаметром змійовика кожен виток закріплюють болтами на стійках.

Такі теплообмінники можуть використовуватись, як охолоджувачі та конденсатори пари або як підігрівачі рідини.



- 1 – корпус;
2 – стакан;
3 – змійовик.

- 1 – змійовик; 2 – корпус; 3 – фланець;
4 – кришка; 5 – накидна гайка; 6 – штуцер.

V_1, V_2 – вхід та вихід води; P – вхід пари;
 K – вихід конденсату.

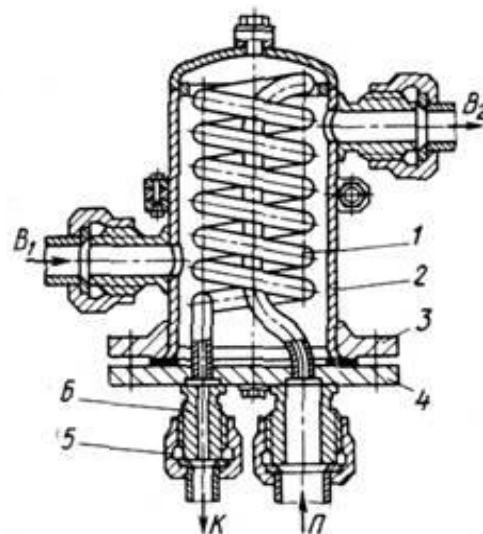


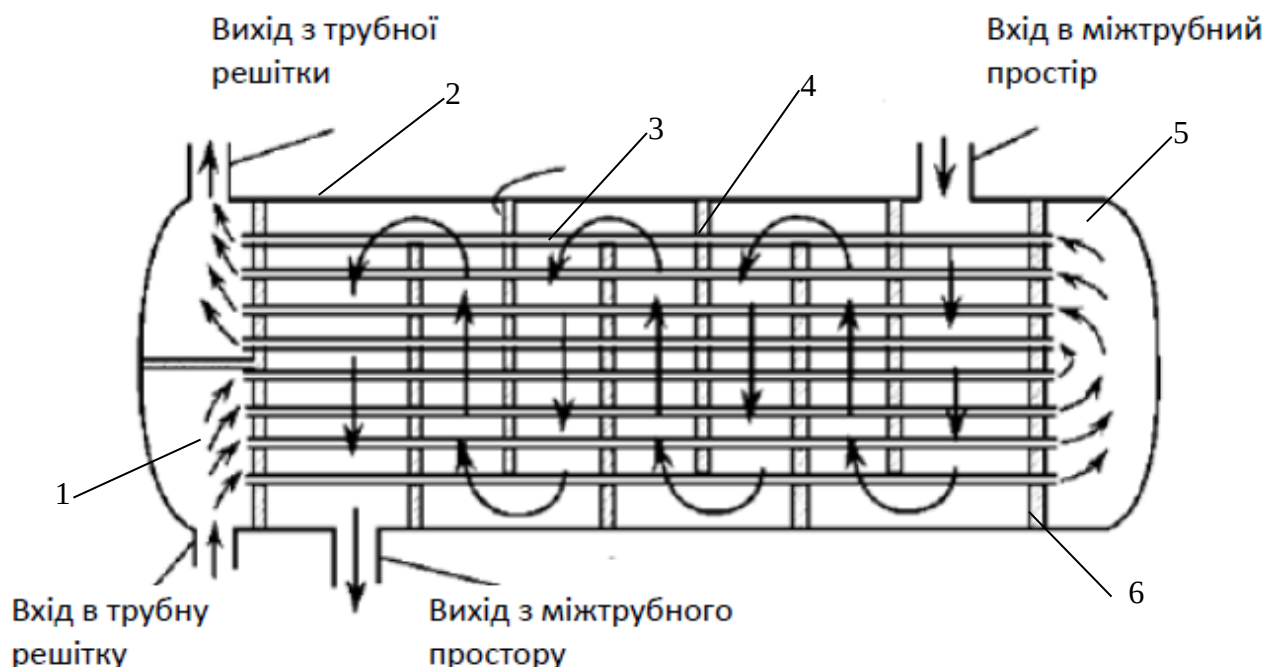
Рис. 1.5. Змійовикові теплообмінники

1.4. Кожухотрубчасті теплообмінні апарати з прямими та U-подібними трубами

Кожухотрубчасті теплообмінники відносяться до найбільш розповсюджених апаратів. Їх застосовують для теплообміну і термохімічних процесів між різними рідинами, парами і газами як без зміни, так і зі зміною їх агрегатного стану. Використовуються у промисловій та муніципальній енергетиці, теплопостачанні, хімічній, харчовій та інших галузях промисловості в якості підігрівачів (води, мастила, палива та ін.), охолоджувачів, конденсаторів, випарників та ін.

Кожухотрубні теплообмінники (рис. 1.6) складаються з пучка труб, жорстко закріплених у трубних дошках (ґратах); кожуха, кришок з фланцями, які утворюють розподільні камери; перегородок, які розміщуються в міжтрубному просторі. На кожусі та кришці встановлені патрубки та технологічні штуцери для підведення та відведення теплоносіїв. На кожусі кріпляться опори, за допомогою яких теплообмінник встановлюється на місці експлуатації.

Кожухотрубні теплообмінники виготовляються горизонтальними і вертикальними; жорсткої, напівжорсткої і нежорсткої конструкції; протічними, протитічними і з перехресною течією; одно- і багатоходовими. Геометричні параметри деяких кожухотрубчастих теплообмінників приведені у таблиці Б.2. Додатку Б.



1,5— кришка; 2 – корпус (кожух); 3 – трубний пучок; 4 – перегородка;
6 – трубна дошка.

Рис. 1.6. Принципова конструкція кожухотрубного теплообмінного апарату

В залежності від призначення апарату конструкція основних вузлів та матеріали можуть значно відрізнятись.

Кожух (корпус) кожухотрубчастого теплообмінника представляє собою трубу, зварену з одного або декілька сталевих листів. До його циліндричних кромek приварюють фланці для з'єднання кришками або днищами. Кожухи розрізняються головним чином способом з'єднання з трубною дошкою і кришками (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1.

Варіанти з'єднання корпусу, трубних дошок та кришок

Схема з'єднання	Характеристика	Область використання
	З'єднання типу виступ-западина (у трубних дошках 2) - кришки). Ущільнення забезпечується за допомогою шпильок 1	У рекуперативних ТА з тиском всередині кожуха меншим 1 МПа

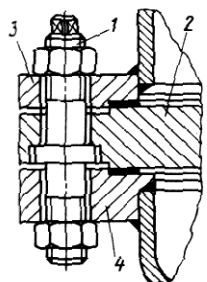
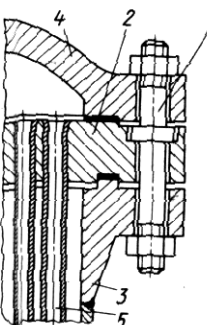
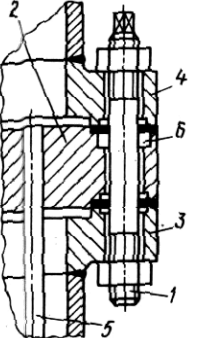
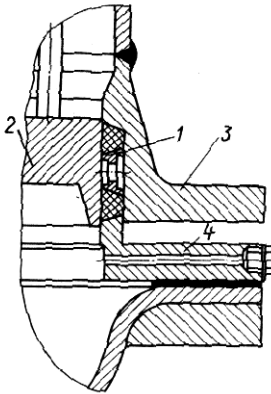
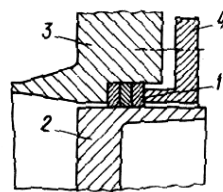
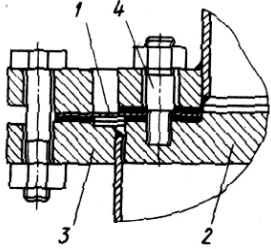
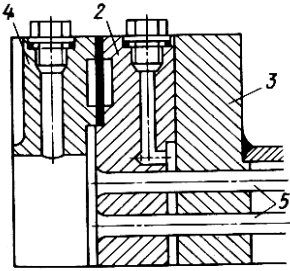
Схема з'єднання	Характеристика	Область використання
	З'єднання типу виступ – западина (по обидва боки трубних дошок 2 у фланцях 3 кожуха та кришки 4 зроблені виступи та западини)	За умов підвищених вимог до надійності з'єднання
	З'єднання типу шип-паз	За умов підвищених вимог до надійності з'єднання
	З'єднання типу виступ – западина з кільцевою проточкою 6 у фланцях 3 і 4 і трубних дошок 2	За умов підвищених вимог до надійності з'єднання
	Ущільнення за допомогою сальника. Вузол ущільнення 1 трубних дошок 2 встановлений у виточенні фланця кожуха 3. Ущільнювальні кільця підгортаються спеціальною втулкою 4. Якщо кільця гумові, то місця їхнього стику вулканізують	При тиску в кожусі менше 2 МПа і температурі менше 300°C
	Ущільнення за допомогою сальника. Вузол ущільнення 1 трубних дошок 2 встановлений у виточенні фланця кожуха 3. Ущільнювальні кільця підгортаються спеціальною втулкою 4. Якщо кільця гумові, то місця їхнього стику вулканізують	При тиску в кожусі менше 2 МПа і температурі менше 300°C

Схема з'єднання	Характеристика	Область використання
	Ущільнення за допомогою мембрани. Мембрана 1 розміщена між фланцем кришки з однієї сторони і фланцем кожуха 3 і рухливими трубними дошками 2 - з іншої. Закріплення мембрани здійснюється за допомогою шпильок 4	При високих тисках у кожусі і температурі понад 300 °С
	Подвійні трубні дошки. Труби 5 розвальцьовані в обох трубних дошках 2 і 3. Нижня трубна дошка 3 приварена до кожуха і є його фланцем	У рекуперативних ТА, у міжтрубному просторі яких циркулює агресивне або забруднююче навколишнє середовище рідини, яка знаходиться під високим тиском

Товщина стінки кожуха визначається тиском робочого середовища і його діаметром, але приймається не менше 4 мм. До зовнішній поверхні кожуха прикріплюють опори апарата.

Трубні дошки (грати) служать для закріплення в них пучка труб за допомогою розвальцьовування, розбортування, зварювання, запаювання, або сальникових кріплень. Матеріалом грат звичайно служить листова сталь товщиною не менше 20 мм.

Трубний пучок кожухотрубчастих теплообмінників виготовляється з прямих або зігнутих (U-подібних) труб діаметром 12...57 мм. Переважають сталеві безшовні труби. В кожухотрубчастих теплообмінниках прохідний перетин міжтрубного простору в 2-3 рази більше прохідного перетину всередині труб. Тому при рівних витратах теплоносіїв з однаковим фазовим станом коефіцієнти тепловіддачі на поверхні міжтрубного простору невисокі, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі в апараті. Розміщення перегородок у міжтрубному просторі такого теплообмінника сприяє збільшенню швидкості теплоносія і підвищенню ефективності теплообміну. У багатоходових теплообмінниках центральний отвір у трубній дошці можуть використати для розміщення стяжного стрижня, на якому кріпляться перегородки.

У загальному випадку труби в трубному пучку можуть мати наступні типи компонування (таблиця 1.2):

- за сторонами правильних шестикутників (або за вершинами рівносторонніх трикутників);
- за концентричними колами;

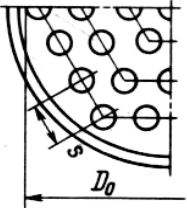
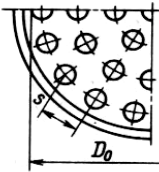
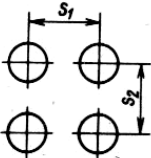
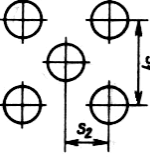
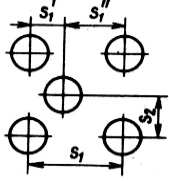
- коридорне;
- шахове;
- спеціальне.

Труби в решітках звичайно рівномірно розташовують периметрами правильних шестикутників (вершинами рівносторонніх трикутників), рідше застосовують розташування труб концентричними колами. В окремих випадках, коли необхідно забезпечити зручне очищення зовнішньої поверхні труб, їх розташовують периметрами прямокутників.

Всі вказані способи розташування труб мають на меті забезпечення більш компактного розташування необхідної поверхні теплообміну всередині апарата. В більшості випадків найбільша компактність досягається за умов розташування трубок периметрами правильних шестикутників.

Таблиця 1.2.

Компонування труб у пучках теплообмінників
і рекомендовані значення кроків між трубами

Компоновка	Схема	Геометричні характеристики
За сторонами правильних шестикутників (за вершинами рівносторонніх трикутників)		$s_1 = s_2 = s = (1,2 \dots 1,4) d_{3B},$ але не менше ніж $s = d_{3B} + 6 \text{ мм}$ $n_{\text{тр}} = 3 a_N (a_N + 1)$
За концентричними колами		$s_1 = s_2 = s = (1,2 \dots 1,4) d_{3B},$ але не менше ніж $s = d_{3B} + 6 \text{ мм}$
Коридорна		$s_1 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при вальцюванні) $s_2 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при зварюванні) але не менше ніж $s = d_{3B} + 6 \text{ мм}$
Шахова з рівними кроками		$s_1 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при вальцюванні) $s_2 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при зварюванні) але не менше ніж $s = d_{3B} + 6 \text{ мм}$
Спеціальне (шахове з нерівними кроками)		$s_1 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при вальцюванні) $s_2 = (1,3 \dots 1,8) d_{3B}$ (при зварюванні) але не менше ніж $s = d_{3B} + 6 \text{ мм}$

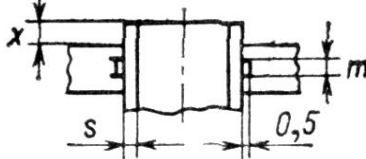
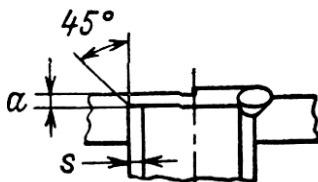
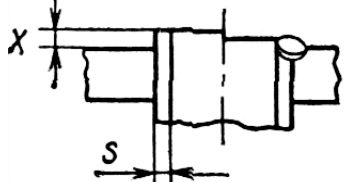
Примітка: a_N – порядковий номер шестикутника, якщо рахувати від центру.

Найбільш розповсюдженим способом закріплення кінців труб у трубних дошках є вальцювання (таблиця 1.3). Це міцне та щільне з'єднання, що

утворюється в результаті деформації труби в радіальному напрямку під дією сили, яка створюється вальцювальним інструментом. Для забезпечення осьової міцності пучка в отворах трубних дошок можуть виконувати дві і більше кільцеві розширювальні канавки. При конічному розвальцюванні вхідної ділянки труб через запобігання зриву потоку на вхідній крайці знижується коефіцієнт місцевого опору, а, отже, і ймовірність ерозії на цій ділянці.

Таблиця 1.3.

Основні способи закріплення кінців труб
у трубних дошках та їх геометричні параметри

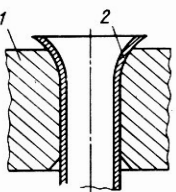
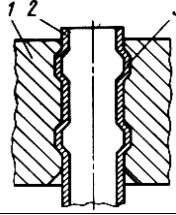
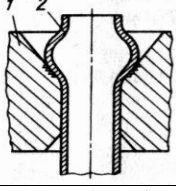
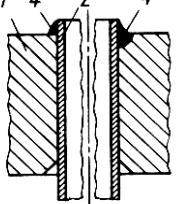
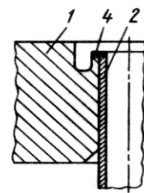
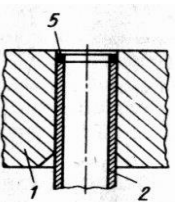
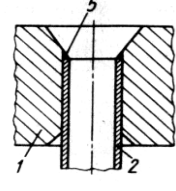
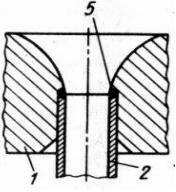
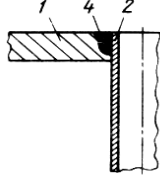
Позначення	I	II	III
Опис	Вальцювання з однією або двома канавками $x = 0-3$ мм	Зварювання або пайка твердим припоєм зі зрізом $a = s + 1$	Зварювання або пайка твердим припоєм з виступом s до 2 2 – 2.6 x 0 – 1 2.5 – 3
Схема			

Передовою технологією закріплення труб є вальцювання вибухом, при якому у середині труби в товщині трубної дошки розміщується вибуховий заряд. За допомогою детонатора заряд підривається. Енергія вибуху йде на деформацію труби в радіальному напрямку. В результаті утворюється досить міцне з'єднання, яке важко одержати звичайним вальцюванням. Таким способом можна вальцювати навіть товстостінні труби.

Якщо труби піддаються впливу вібрації, циклічному нагріванню, великим перепадам тиску або на кінцях труб може виникнути тепловий удар, то кінці труб варто приварити до трубних дошок. Зварювати краще товстостінні труби або труби апаратів, що працюють у напружених умовах. Зварений шов будь-якого типу постійно знаходиться під ерозійно-корозійним впливом, тому в процесі тривалої експлуатації може відбутися розущільнення труби. У зв'язку із цим був розроблений спосіб вальцювання з автоматичною приваркою кінців труб до трубних дошок щільним швом. У таблиці 1.4 приведені різні способи закріплення кінців труб у трубних дошках.

Таблиця 1.4.

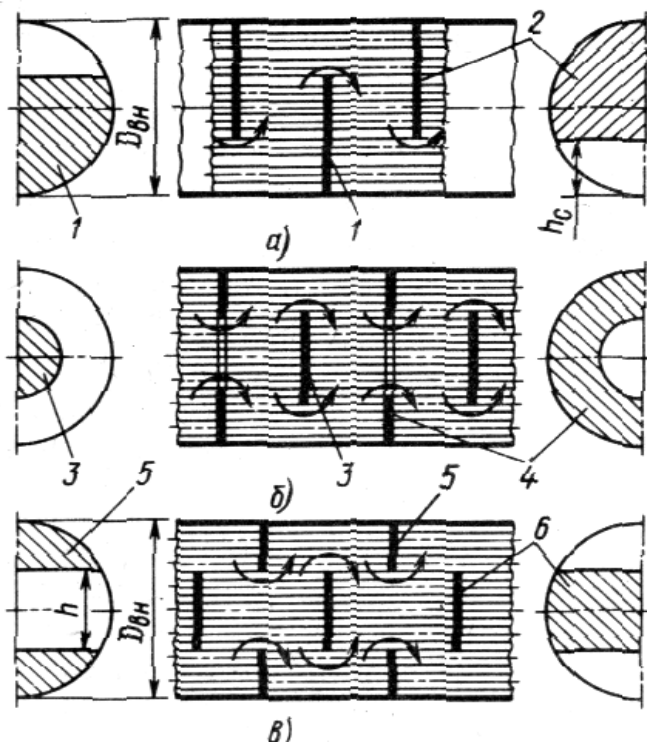
Способи закріплення кінців труб у трубних дошках

Спосіб	Схема	Спосіб	Схема
Конічне розвальцювання вхідної ділянки труби		Вальцювання при використанні двох кільцевих розширювальних канавок у трубній дошці	
Вальцювання вибухом			
Зварювання зі швом, валиком та валиком з канавкою		Зварювання із зубчастим швом	
Автоматичне зварювання щільним швом без раззенкування отвору в трубній дошці із зовнішньої сторони		Автоматичне зварювання з конічною раззенковкою в трубній дошці із зовнішньої сторони	
Автоматичне зварювання з плавно окресленою вхідною ділянкою		Зварювання зі швом анавкою	

Для організації багатоходового руху рідини в міжтрубному просторі у середині кожуха встановлюють поперечні перегородки (рис. 1.7) для кріплення труб із метою запобігання їх прогинів, а також для організації поперечного обтікання труб у міжтрубному просторі та одержання більш високих швидкостей. При поперечному обтіканні теплоносієм труб також досягається більш ефективна тепловіддача ніж при подовжньому.

Найбільше поширення одержали сегментні перегородки типу диск-кільце і двосторонні сегментні перегородки. Застосовують також перегородки, що перекривають трубний пучок, сегментні перегородки потрійного розташування та ін.

Двосторонні сегментні перегородки і перегородки потрійного розташування застосовують з метою зменшення втрат тиску. Втрати тиску можуть бути знижені на 60...100%.

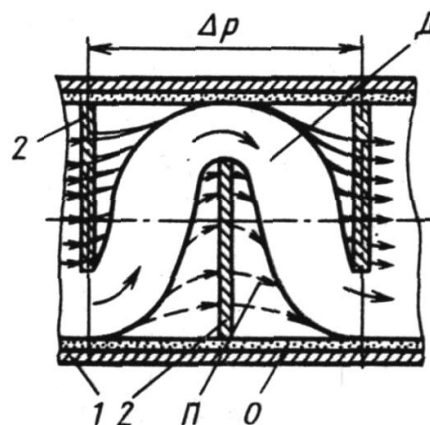
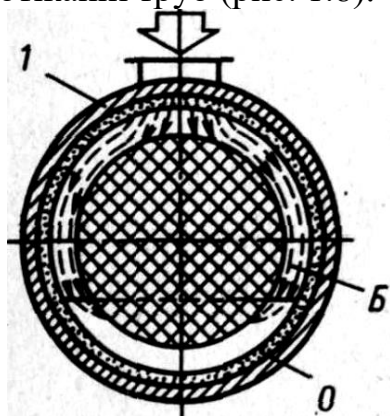


а – сегментні перегородки;
 б – перегородки типу диск-кільце;
 в – двосторонні сегментні перегородки

Рис. 1.7. Основні типи поперечних перегородок

Отвори у поперечних перегородках розташовані так само, як у трубних дошках. Діаметр отворів у перегородках повинен бути більше зовнішнього діаметра труб або ребер на 0,3...0,5 мм, а зовнішній діаметр перегородок – менше внутрішнього діаметра кожуха на 1,5...3,0 мм. Зазор між кожухом і крайніми трубами пучка в зібраному апараті визначається за умовами міцності трубних дошок і становить близько $(0,65...0,7)d_{\text{зв}}$, де $d_{\text{зв}}$ – зовнішній діаметр гладких труб або несучий діаметр оребрених труб.

Якщо не вжити заходів з ущільнення зазорів в апараті, то при обтіканні пучка теплоносій у першу чергу буде потрапляти у зазори між корпусом та пучком, так як у цьому місті гідравлічний опір менше, ніж при поперечному обтіканні труб (рис. 1.8).



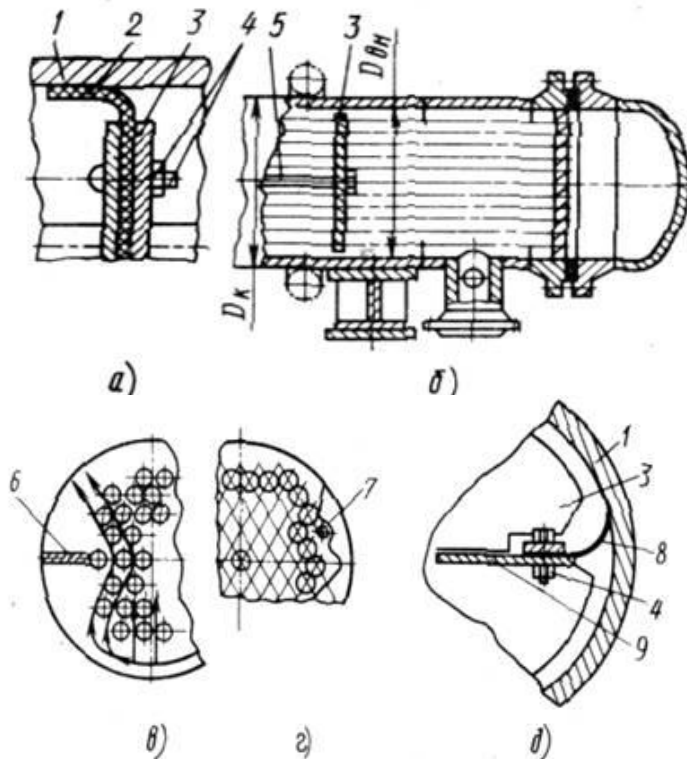
1 – корпус;
 2 – перегородка

Б – байпасний потік між кожухом і пучком труб; Д – основний (дійсний) потік;
 О – окружний потік крізь зазор між перегородкою і кожухом ТА;
 П – перепускний потік через зазори між трубами і отворами в перегородці

Рис. 1.8. Схема обхідних течій теплоносія у міжтрубному просторі

Також теплоносій може протікати у зазорах між поверхнями труб та отворів перегородок. Таким чином, з'являються протікання теплоносія (рис. 1.8), у зв'язку з наявністю яких інтенсивність тепловіддачі може знизитись на 30...45%.

Для запобігання шкідливих протікань крізь радіальні зазори, які можуть значно знизити перепад температур, виконують ущільнення трубного пучка (рис. 1.9).



а – ущільнення сегментної перегородки біля стінок корпусу;
б – установка перегородки у пучку;
в – запобігання течії повз пакет за допомогою листа;
г – запобігання течії повз пакет за допомогою витискувача;
д – варіант ущільнення перегородки.

1 – кожух; 2 – пластиковий лист;
3 – поперечна перегородка;
4 – кріпильні деталі; 5 – стяжний стрижень;
6 – ущільнюючий лист;
7 – витискач;
8 – пакет ущільнюючих полос;
9 – повздовжня перегородка.

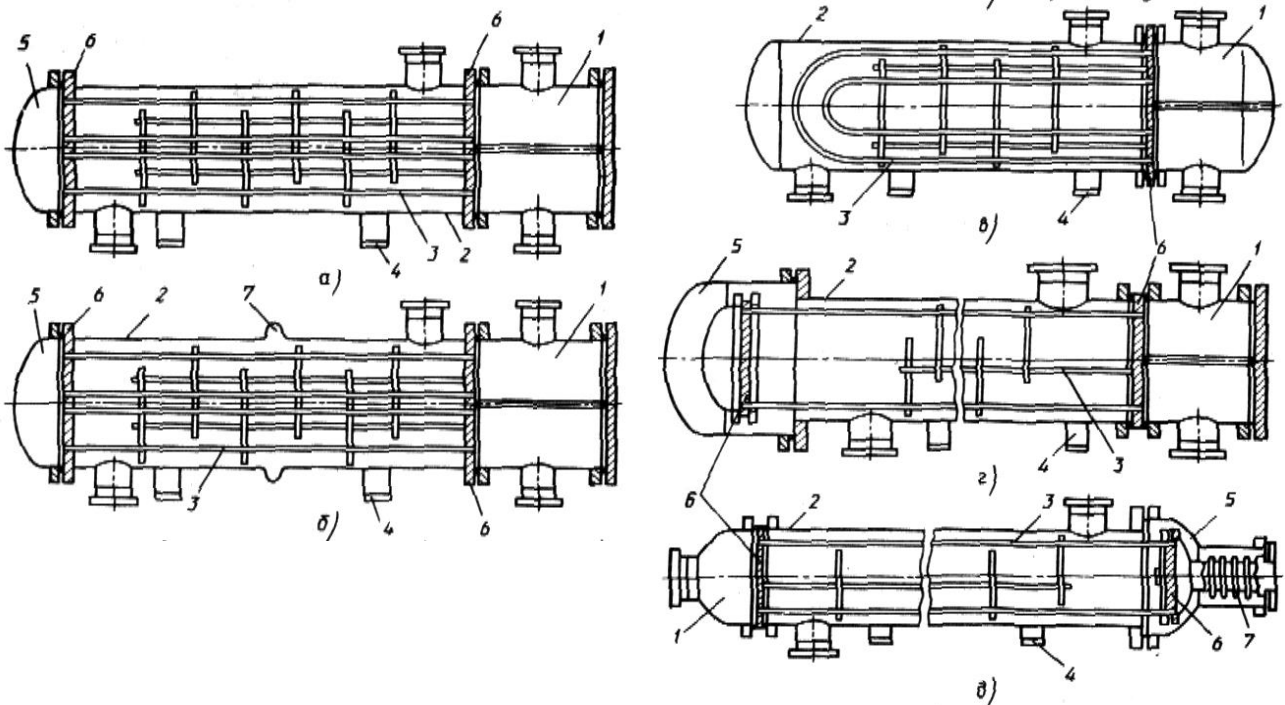
Рис.1.9. Схеми ущільнення трубного пучка в кожусі ТА.

Периферією перегородок найбільш часто встановлюють ущільнювальні сегменти з матеріалу, що пружньо деформується (наприклад, з мастилобензостійкого пластику). При зборці ТА в процесі натягування кожуха на трубний пучок краї ущільнювального листа відгинаються відповідно до форми кожуха та ущільнюють зазор. У випадку застосування такого ущільнення зазор між корпусом та перегородкою можна збільшити до 5мм, що полегшує зборку ТА.

Для підвищення жорсткості трубного пучка і потрібного дистанціонування поперечних перегородок використовують систему стяжних стрижнів і розпірок. Стрижні одним кінцем утвинчуються в трубну дошку, а іншим закріплюються в останній перегородці за допомогою контргайок. Між перегородками встановлюють розпірки.

Трубки і корпус ТА мають різну температуру і можуть бути виготовлені із різних матеріалів, внаслідок цього вони розширюються не однаково. Наприклад, якщо трубний пучок матиме температуру більшу ніж корпус, то трубки розширюючись почнуть розсувати трубні дошки, в яких вони закріплені, а ті в свою чергу потягнуть за собою корпус. В результаті в корпусі

виникнуть додаткові напруги від розтягнення, у трубках – від стискання (оскільки корпус буде перешкоджати руху трубних дошок), а трубні дошки почнуть вигинатися. При високих різницях температур в елементах теплообмінника, напруги можуть досягнути високих значень, внаслідок чого теплообмінник може пошкодитися та вийти з ладу (найчастіше відбувається роз'єднання труб і трубних дошок).



1 – розподільча камера; 2 – кожух; 3 – теплообмінні труби; 4 – опори;
5 – нерухома кришка; 6 – трубна дошка; 7 – компенсатор.

Рис. 1.9. Варіанти компенсацій температурних розширень кожухотрубчастих теплообмінних апаратів

З точки зору компенсації температурних розширень кожухотрубчасті теплообмінні апарати можливо поділити на групи (рис. 1.9).

1. ТА жорсткої конструкції (а), в яких теплообмінні труби та кожух жорстко з'єднані з трубними дошками. В таких теплообмінних апаратах компенсації температурних розширень не відбувається. Їх можна використовувати у випадках невеликої різниці температур теплоносіїв.

2. ТА напівжорсткої конструкції. В таких теплообмінниках на кожусі передбачені спеціальні компенсатори теплових розширень – ліроподібні компенсатори (б).

3. ТА нежорсткої конструкції (в–д), в яких трубки та корпус можуть вільно переміщатися одне відносно одного завдяки використанню:

- U-подібних трубок (в);
- рухомої трубної дошки (г);
- рухомої трубної дошки з компенсатором (д).

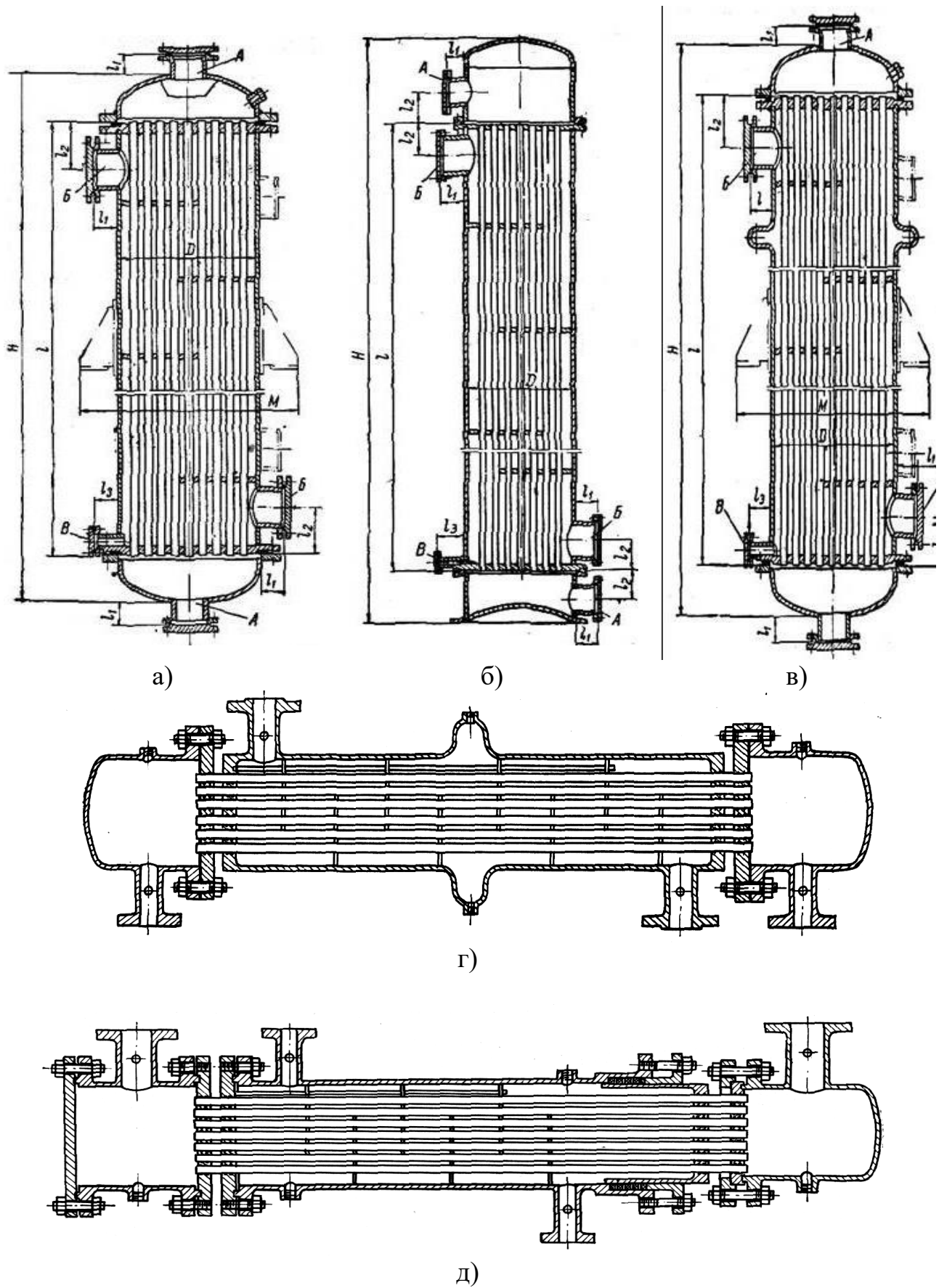


Рис. 1.10. Конструкції кожухотрубчастих теплообмінників з одним ходом у трубках і декількома ходами в міжтрубному просторі.

На рис. 1.10 представлені деякі конструкції кожухотрубчастих теплообмінників з одним ходом у трубках і декількома ходами в міжтрубному просторі. Ці конструкції забезпечують як протитечійну, так і прямоточну схему руху теплоносіїв.

Теплообмінник з двома еліптичними кришками, вертикальний, багатоходовий, жорсткої конструкції (рис. 1.10, а). Найбільш розповсюджений тип кожухотрубчастого теплообмінного апарату. Використовується при невисоких температурних перепадах між теплоносіями. Циліндричний корпус та еліптичні кришки дозволяють витримувати високі тиски.

Теплообмінник з одною еліптичною кришкою та одною опорною кришкою, вертикальний, багатоходовий, жорсткої конструкції (рис. 1.10, б). Має можливість встановлюватись вертикально на опорну кришку.

Теплообмінник з двома еліптичними кришками, вертикальний, багатоходовий, напівжорсткої конструкції з ліроподібним компенсатором (рис. 1.10, в). Тороподібний розширювальний шов (ліроподібний компенсатор) у центрі кожуха компенсує різницю температурних розширень труб і кожуха, тому цей теплообмінний апарат може використовуватись при високих температурних перепадах між теплоносіями.

Теплообмінник горизонтальний, багатоходовий, напівжорсткої конструкції з ліроподібним компенсатором і з подвійними трубними дошками (рис. 1.10, г). Подвійні трубні дошки колектора виключають можливість витоків теплоносія з однієї циркуляційної лінії в іншу.

Теплообмінник горизонтальний, багатоходовий, нежорсткої конструкції (з колектором, що плаває) і з подвійними трубними дошками (рис. 1.10, д). Такий колектор повністю компенсує температурні розширення корпусу, а трубні дошки, які мають сальникове ущільнення, дозволяє цілком виключити можливість витоків з однієї циркуляційної лінії в іншу.

Нижче приведені деякі геометричні залежності, характерні для кожухотрубчастих апаратів.

Величина поверхні теплообміну F [м²] для будь-якого теплообмінного апарату визначається з основного рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}},$$

де Q - кількість тепла, що передається у теплообмінному апараті за 1 с, [Вт];

k - коефіцієнт теплопередачі, [Вт/(м² К)];

$\Delta t_{\text{ср}}$ - середній температурний перепад між теплоносіями, [°С].

За величиною поверхні теплообміну F визначаються кількість труб, їх розташування в трубній решітці, діаметр корпусу апарата, кількість ходів в трубному і міжтрубному просторі та розміри вхідних і вихідних патрубків.

Кількість труб

$$n = \frac{F}{\pi z d_p L}$$

де d_p – розрахунковий діаметр труби, обирається в залежності від того до якої поверхні труби (зовнішній або внутрішній) приводиться коефіцієнт теплопередачі;

z — кількість ходів теплоносія у середині труб.

В багатоходових апаратах рекомендується вибирати парне число ходів.

Отримана кількість труб уточнюється в залежності від обраного типу компоновання трубного пучка.

Труби в трубних ґратах кожухотрубчастих апаратів найчастіше розміщуються концентричними колами або у ромбічному розташуванні (за вершинами рівносторонніх трикутників чи за сторонами правильних шестикутників). Ромбічне розташування за великої кількості трубок дає менші розміри трубної решітки.

Кількість труб в трубних решітках з ромбічним розташуванням розраховується за рівняннями

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

$$b = 2a - 1,$$

де n — загальна кількість труб; a — кількість труб на стороні найбільшого шестикутника; b — кількість труб на діагоналі найбільшого шестикутника.

Загальна кількість труб повинна бути такою, щоб a і b були цілими числами.

При ромбічному розташуванні труб кількість шестикутників для розташування труб визначається за загальною кількістю трубок n

$$m = \frac{\sqrt{12n - 3}}{6} - 0,5$$

Кількість труб за діагоналлю найбільшого шестикутника складе

$$n_d = 2m + 1$$

Загальна кількість труб в шестикутниках буде

$$n' = 1 + 3m + 3m^2$$

Розташування труб концентричними колами виконується таким чином, щоб був витриманий крок s між трубками.

При радіальному кроці s радіуси кіл будуть

$$r_i = is;$$

Відповідно довжини кіл будуть дорівнювати

$$C_i = 2\pi \cdot i \cdot s$$

Кількість труб на кожному колі визначається за формулою

$$n_i = 2\pi i$$

Значення кількості труб в залежності від їх розташування в трубній решітці кожухотрубчастого теплообмінника приведено у таблиці Б.4 Додатку Б.

У відповідності до ДСТУ 8939:2019 "Труби сталеві безшовні холоднодеформовані" зовнішній діаметр труб ($d_{зв}$) слід вибирати із ряду:

5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 40; 42; 45; 48; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250;

товщину стінок труб ($\delta_{ст}$) із ряду:

0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 18; 20; 22; 24.

В залежності від співвідношення $d_{зв}/\delta_{ст}$ труби поділяють на:

- особливотонкостінні при: $d_{зв}/\delta_{ст} > 40$;
- тонкостінні при $d_{зв}/\delta_{ст} > 12,5 \dots 40$;
- товстостінні при $d_{зв}/\delta_{ст} > 6 \dots 12,5$;
- особливо товстостінні при $d_{зв}/\delta_{ст} < 6$.

Найбільш компактні пучки теплообмінників виготовляються з гладких труб з розмірами $6 \times 0,5$ (зовнішній діаметр $\times$ товщина стінки), 8×1 , 10×1 , 12×1 мм $\times$ мм, однак очистити такі трубки від забруднень дуже важко.

У теплообмінниках машинобудівної та нафтохімічної промисловості використовуються труби 20×2 , 25×2 , $25 \times 2,5$ мм $\times$ мм.

У теплообмінниках енергомашинобудування використовуються труби 14×1 , $14 \times 1,5$, $16 \times 0,75$, 16×1 мм $\times$ мм та ін.

У таблиці Б.5 Додатку Б наведені розміри труб, що рекомендуються відповідно до метричного стандарту.

Крок труб s (відстань між вісями сусідніх труб) звичайно вибирають рівним $1,3 \dots 1,5 d_{зв}$, але не менше $d_{зв} + 6$ мм. Рекомендації з вибору кроків труб приведені у таблиці 1.2. Значення кроків труб в залежності від їх діаметру приведені у таблицях Б.6 – Б.8 додатку Б.

Внутрішній діаметр корпусу одноходових теплообмінників розраховують за залежностями:

$$D_0 = S(b - 1) + 4d_{зв} \quad \text{або} \quad D_0 = 1,05 \dots 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{n}$$

Для багатходових теплообмінників

$$D_0 = 1,05 \dots 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}}$$

де S — крок труб; n — кількість труб; η — коефіцієнт заповнення трубної решітки; $\eta = 0,6 \dots 0,8$.

Розрахункове значення внутрішнього діаметра кожуха округляють до найближчого розміру: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000. При цьому повинне забезпечуватися конструктивний зазор між крайньою трубкою пучку та внутрішньою поверхнею корпусу (60...180 мм). У таблицях Б.8 і Б.9 приведені розміри кожухів, що рекомендуються.

Якщо у розрахунку була прийнята кількість труб n , то відстань між трубними решітками (активна довжина трубок) визначається за формулою

$$L = \frac{F}{\pi z d_p n}$$

Довжина труби L вибирається за ДСТУ 53677—2009. Зазвичай довжина труб не повинна перевищувати 6м, проте є теплообмінні апарати, в яких довжина труб може досягати і 12м. Якщо при виборі теплообмінника довжина труб вище допустимої, необхідно змінити або діаметр труб, або швидкість руху теплоносія, або обидві ці величини.

Висота кришки теплообмінного апарата приймається, приблизно,

$$h_k > 0,5 D_0.$$

Товщина кришки дорівнює товщині стінок корпусу.

Висота еліптичної частини кришки

$$h_e \geq 0,2 D_0.$$

Повна висота кожухотрубчастого теплообмінника складається з активної довжини труб і висоти кришок

$$H = L + 2h$$

де h — висота кришки, яку вибирають з конструктивних міркувань рівною 200...400мм.

Мінімальна товщина трубної дошки обирається:

– при вальцюванні труб

$$\delta_{\text{тр д min}} \geq 5 + 0,125 \cdot d_{\text{зв}} \text{ для сталевих,}$$

$$\delta_{\text{тр д min}} \geq 10 + 0,2 \cdot d_{\text{зв}} \text{ для мідних та ін. труб}$$

– при іншому способі закріплення

$$\delta_{\text{тр д min}} \geq d_{\text{зв}}$$

Товщина перегородки вибирається в залежності від внутрішнього діаметра кожуха і довжини безопірного прольоту (L):

Внутрішній діаметр кожуха, D_0 , мм	<355	<355	<355	>1550	>1550
довжина безопірних прольотів L , мм	<610	610 – 1524	> 1524	<610	> 1524
товщина перегородки $\delta_{\text{пер}}$, мм	від 3 до 4	від 4 до 9	від 9 до 10	від 9 до 10	від 19 до 20

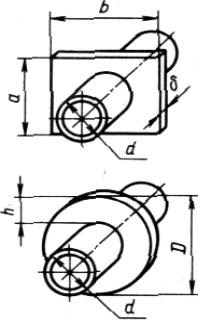
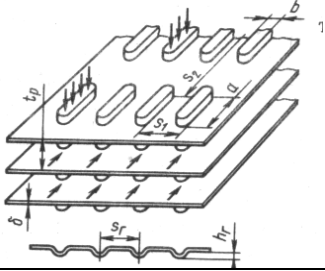
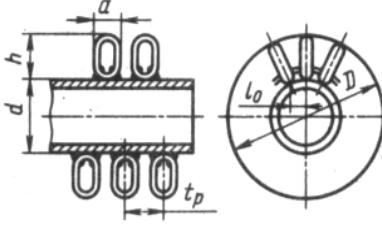
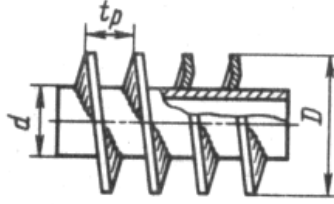
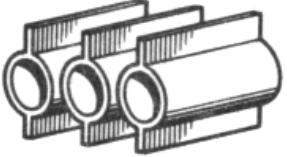
Товщина перегородки уточнюється за результатами розрахунку на міцність, отвори у перегородках розраховуються на зум'яття, трубки – на переріз.

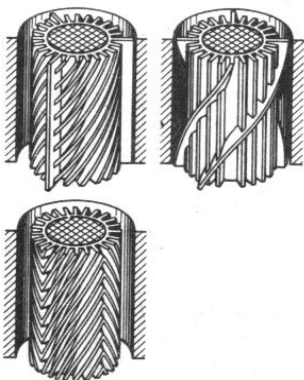
1.5. Трубчасті теплообмінники з оребренням типу «газ-рідина»

Дуже часто в теплоенергетиці зустрічаються теплообмінні апарати, в яких потрібно забезпечити теплообмін між рідиною та газоподібним теплоносієм. Із курсу тепломасообміну відомо, що інтенсивність тепловіддачі між стінкою та газовим теплоносієм на один два порядки менша ніж між стінкою та рідиною. Низькі рівні тепловіддачі зі сторони газового теплообмінника призводять до суттєвого збільшення площі його теплообмінної поверхні. Одним із способів підвищення ефективності передачі тепла до газових теплоносіїв є використання оребрення (табл. 1.5). Завдяки ребрам, площа теплообмінної поверхні, яка контактує з газом, може бути підвищена в 7...20 разів та більше, що компенсує відносно невеликі коефіцієнти тепловіддачі зі сторони газу.

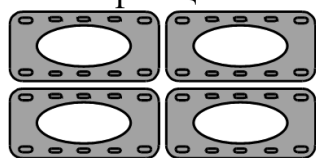
Таблиця 1.5.

Схеми оребрення труб

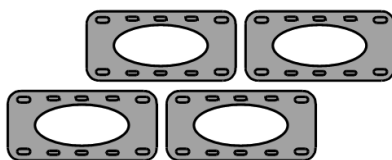
Оребрення	Труба	Схема	Область використання
Поперечними квадратними ребрами	Кругла		Охолоджувачі надувного повітря дизелів (ОНВ), апарати повітряного охолодження (АПО), повітроохолоджувачі установок кондиціонування повітря, калорифери
Круглими ребрами	Кругла		
Колективне оребрення	Кругла або овальна		Радіатори транспортних двигунів
Дротове оребрення	Кругла		Охолоджувачі надувного повітря дизелів, охолоджувачі мастила силових трансформаторів
Гвинтове накатування або безперервне стрічкове оребрення	Кругла		ОНВ, АПО, радіатори, калорифери, труби парових котлів
З плавниковими ребрами	Кругла		Труби парових котлів

Оребрення	Труба	Схема	Область використання
З полізональними ребрами	Кругла		Теплообмінники спеціального призначення

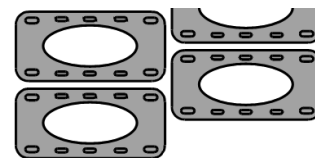
Трубні пучки теплообмінників типу «газ-рідина» компановано з труб з високими, сумірними з радіусом труби, ребрами. Частіше вони мають прямокутну форму. Газ направляється в міжтрубний простір, а рідина тече у середині труб. Здебільшого, використовується шахове розташування труб у пучку. На рис. 1.11 наведено приклади розташування у пучку овальних труб з прямокутними перфорованими ребрами. Наявність перфорації (отворів) на кінцях ребер призводить до турбулізації потоку газу, що обтікає ребра, і інтенсифікації тепловіддачі.



Коридорне



Шахове



Коридорне зі зміщенням

Рисунок 1.11. Розміщення оребрених труб у пучку

На рис. 1.12 наведено конструкції калориферів, які використовуються в системах опалення, для підігріву повітря в житлових і громадських будівлях. Повітря рухається в міжтрубному просторі перпендикулярно до осей труб. Гаряча вода поступає в праву водяну камеру. Далі вода рухається в порожнечі труб, звідки вона попадає в порожнечу лівої водяної камери.

Оребрені труби також використовуються в апаратах повітряного охолодження, в охолоджувачах надувального повітря дизелів, у радіаторах транспортних двигунів, охолоджувачах мастила дизелів та газотурбінних двигунів, у холодильних конденсаторах та апаратах спеціального призначення.

Звичайно мінімальний крок ребер, який можна отримати при виготовленні оребрених труб приваркою, не може бути нижче 3..4 мм, а діаметр оребрення не перевищує діаметр трубки більше ніж у 2 рази. У випадку великої висоти ребра, при його приварці до труб, внутрішня частина ребра може деформуватися і не забезпечити щільного прилягання до поверхні труб.

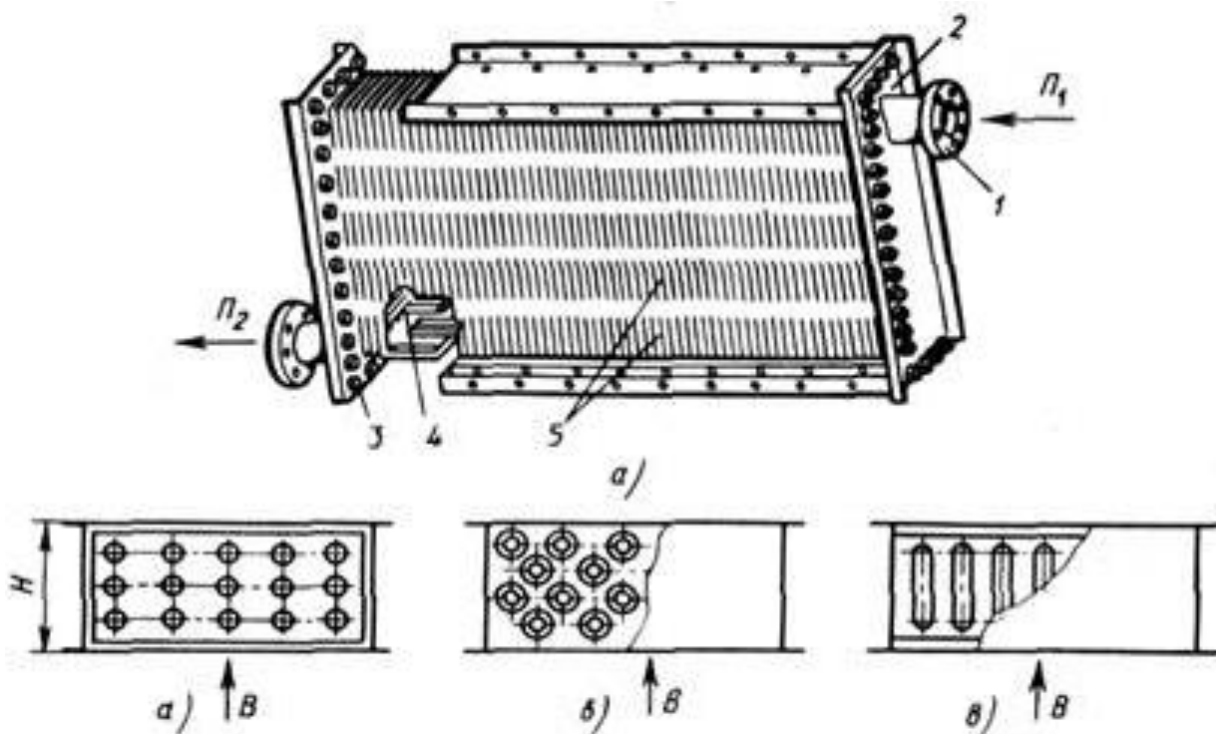


Рисунок 1.12 – Калорифери різної конструкції:

а – із круглих труб з колективним оребренням; б – із труб з гвинтовим накатним оребренням; в – із плоских труб з колективним оребренням

1 – патрубок підводу гарячого теплоносія; 2 – корпус; 3 – збірний колектор; 4 – труби; 5 – пластини колективного оребрення; В – повітря; П1 і П2 – вхід та вихід пари або води

Товщина ребер може прийматися на рівні 1 мм. Збільшення товщини призводить до збільшення маси теплообмінної поверхні, зменшення – до зростання термічного опору ребра та зменшення його ефективності. Параметри деяких оребрених поверхонь для утилізаційних котлів наведено у табл. Б.11 додатку Б.

1.6.Пластинчасті рекуперативні теплообмінні апарати

Пластинчасті теплообмінні апарати використовуються для передачі тепла між рідинами, газами та між рідинами і газами. Їх застосовують для охолодження та нагрівання рідин, конденсації чистих парів і парів з парогазових сумішей, а також в якості гріючих камер випарних апаратів. Пластинчасті теплообмінні апарати можна використовувати для теплової обробки рідин з кінематичною в'язкістю від $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $6 \cdot 10^4$ м²/с.

Перевагою вказаних теплообмінників є:

- малі масогабаритні показники у порівнянні з трубчастими теплообмінниками;
- можливість підбору площі поверхні теплообміну шляхом додавання або зняття пластин із пакету;

- можливість оптимізувати процес теплообміну підбором оптимальної конфігурації каналів пластин, оптимальна швидкість досягається за рахунок зменшення (чи збільшення) числа каналів у пакеті;
- простіші в обслуговуванні та ремонті.

Низькі втрати тиску під час проходження теплоносія крізь теплообмінник дозволяють зменшити необхідний тиск циркуляційних насосів, потужність, яку споживають електродвигуни, зменшити діаметр трубопроводів, запірної арматури. Внаслідок цього знижується вартість допоміжного обладнання та споживання енергії. Зручність і простота в експлуатації забезпечуються можливістю доступу до будь-якої пластини в пакеті, швидким механічним, або хімічним очищенням, легкою заміною ущільнень за необхідністю.

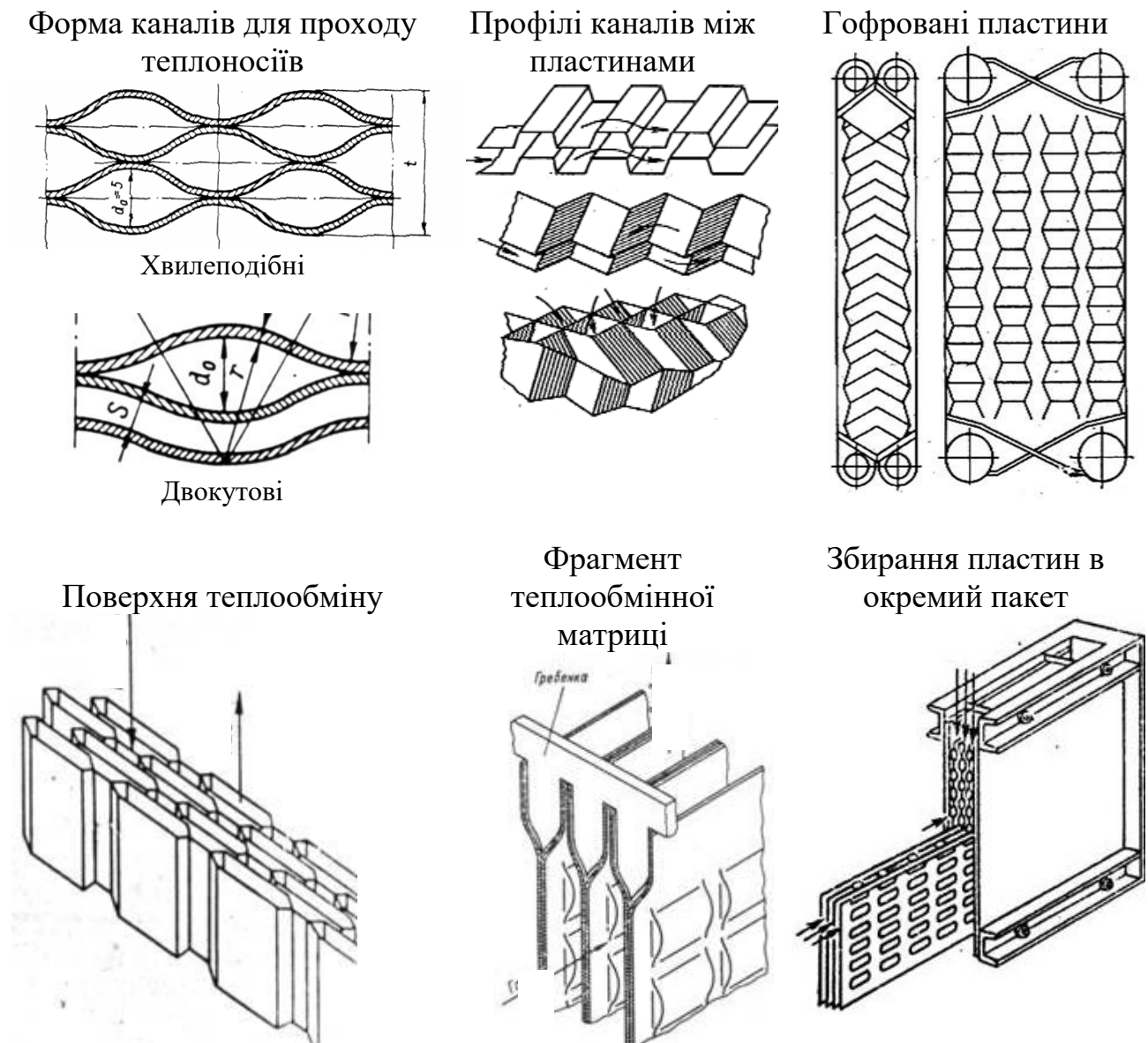


Рисунок 1.13. Елементи пластинчастих теплообмінників

Теплообмінна матриця (рис. 1.13) таких апаратів складається з пластин, на поверхні яких виштамповують виступи різної форми (овалоподібні, трапецеїдальні, прямокутні, сферичні та інш.).

Листи складаються разом з утворенням щілинних каналів для течії теплоносіїв. На листах також виштамповуються канали для рівномірного розподілу теплоносіїв по перерізу теплообмінника та отвори для проходу середовищ. При складанні листів до купи ці отвори утворюють труби, якими теплоносії потрапляють до теплообмінної частини або відводяться від неї. Для інтенсифікації теплообміну і підвищення компактності, пластинам при виготовленні надають різні профілі, а між плоскими пластинами розміщують профільовані вставки. Пластини штампують з листової сталі (вуглецевої, оцинкованої, легованої), алюмінію, мельхіору, титана і інших металів і сплавів. Товщина пластин — 0,5...2 мм. Поверхня теплообміну однієї пластини — 0,15...1,4 м², відстань між пластинами - 2...5 мм. Листи збираються в пакети, пакети в секції. Теплообмінник може складатись з кількох таких секцій.

Конфігурація пластин таких апаратів дозволяє здійснити шість різних комбінацій каналів проміж двома пластинами, що надає інженеру можливості досягнення будь-якого необхідного співвідношення між параметрами теплоносіїв, які приймають участь у процесі теплообміну. Потік робочого середовища в каналах, які створені пластинами, піддається штучній турбулізації за порівняно невеликих витрат енергії.

При формах та розмірах гофр, прийнятих для промислових пластинчастих теплообмінних апаратів, вже при $Re > 50-200$ стабілізація потоку порушується, потік становиться турбулентним. Порушення стабілізації граничного підшару сприяє підвищенню інтенсивності тепловіддачі. При роботі на середовищах типу вода-вода коефіцієнт теплопередачі складає 3000–5000 Вт/(м²·К).

Оптимальні розміри каналів для робочих середовищ, а також різні варіанти компоновки цих каналів дозволяють інтенсифікувати процес теплопередачі в два–три рази порівняно з теплопередачею в кожухотрубчастих теплообмінних апаратах.

Пластинчасті теплообмінні апарати можна класифікувати таким чином:

- за конструкцією – на розбірні, напіврозбірні (зі здвоєними пластинами) та нерозбірні (зварні) апарати;
- за призначенням – на теплообмінники, холодильники, конденсатори та випарники;
- за кількістю теплоносіїв – двопоточні та багатопоточні, тобто можуть застосовуватися для теплообміну між двома та більшою кількістю середовищ в одному апараті.

У табл. 1.6 приведені основні типи і конструктивне виконання пластинчастих теплообмінників. Основні параметри та область застосування пластинчастих теплообмінників – у табл. В.1 додатку В, а у табл. В.2 – геометричні параметри пластин.

Таблиця 1.6.

Типи і конструктивне виконання пластинчастих теплообмінників

Тип	Код ОКП	Виконання
Р — розбірні з одинарними пластинами	36 1251	1 — на консольній рамі; 2 — на двохопорній рамі;
РС — розбірні зі здвоєними пластинами (напіврозбірні)	36 1251	3 — на трьохопорній рамі
Н — нерозбірні	36 1252	-

Розбірні теплообмінники доцільно застосовувати при необхідності чистки поверхонь з обох сторін. Вони витримують температуру 20...150 °С і тиск не більше 1 МПа. Площа поверхні їх теплообміну становить від 1 до 800 м². Такі теплообмінники виготовляються з тонких гофрованих пластин, які ущільнюються гумовими або паронітовими прокладками (рис. 1.14). Більша профільована прокладка обмежує простір, у якому рухається перший теплоносіє; дві малі прокладки герметизують отвори, крізь які тече другий теплоносіє. Малий зазор між пластинами забезпечує високі швидкості руху та високі коефіцієнти теплопередачі при порівняно малих гідравлічних опорах.

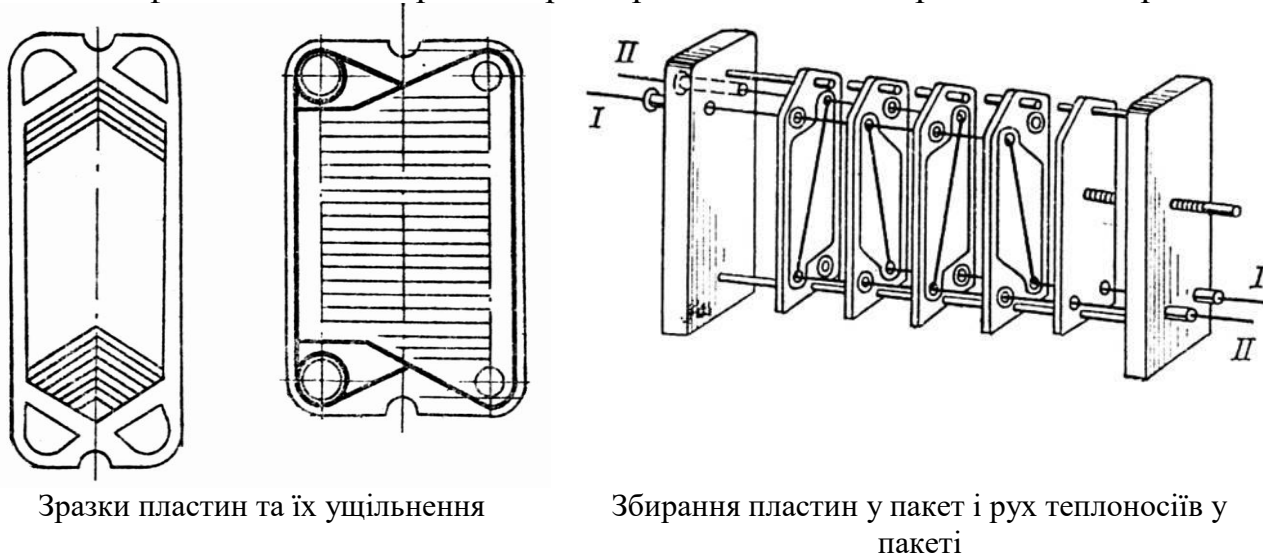


Рисунок 1.14. Розбірний теплообмінник

Напіврозбірні апарати з попарно звареними пластинами призначені для роботи при тиску від 0,002 до 1,6 МПа звареною порожниною і від 0,002 до 1 МПа – розбірною порожниною і температурі робочих середовищ від –20 до +200 °С. Площа поверхні теплообміну їх становить від 12,5 до 320 м².

Нерозбірні пластинчасті теплообмінники виконують зварними. Вони можуть працювати за температури до 400 °С і тиску до 3 МПа. Площа поверхні теплообміну їх становить від 100 до 500 м².

До апаратів цього ж типу відносяться блокові, які набирають з блоків, утворених декількома звареними пластинами.

Пластинчасті теплообмінні апарати мають різний ступінь доступу до механічного очищення та огляду поверхні теплообміну: у розбірних апаратів

пластини відокремлені одна від одної прокладками, у напіврозбірних апаратів пластини попарно зварені, і доступ до поверхні теплообміну можливий лише збоку ходу одного з робочих середовищ; у нерозбірних апаратів всі пластини зварені між собою, і тому доступу в канали для їх механічного очищення немає. Очищення останніх здійснюється промивкою хімічними розчинниками.

В розбірних та напіврозбірних конструкціях розборку та складання апаратів при очищенні теплопередавальних поверхонь від забруднень можна здійснювати швидко і за мінімальних витрат праці. Ремонт апаратів також не потребує великих зусиль – спрацьовані прокладки та пластини замінюють запасними.

Виходячи з цього, розбірні теплообмінні апарати можна застосовувати для теплової обробки суспензій з твердими частинками розміром не більше 4 мм. При відкладенні забруднень на теплопередавальних поверхнях можна періодично переключати канали на робочі середовища, які очищують поверхні від забруднень без розборки апарату.

Розбірні теплообмінні апарати не призначені для роботи з вибухонебезпечними середовищами групи 1.

Нерозбірні пластинчасті теплообмінні апарати служать для роботи з робочими середовищами, які не утворюють на теплопередавальних поверхнях важкорозчинних забруднень та піддаються хімічній промивці.

Загальний вигляд розбірного пакетного теплообмінника показано на рис. 1.15.

Основна деталь розбірного пластинчастого теплообмінного апарата – гофрована теплопередавальна пластина. Група пластин, що утворює систему каналів, у яких робоче середовище рухається лише в одному напрямку, складає пакет. В теплопередавальних пластинах розбірних апаратів по їх контуру передбачено паз, у якому закріплені ущільнювальні прокладки з гум спеціальних теплостійких марок.

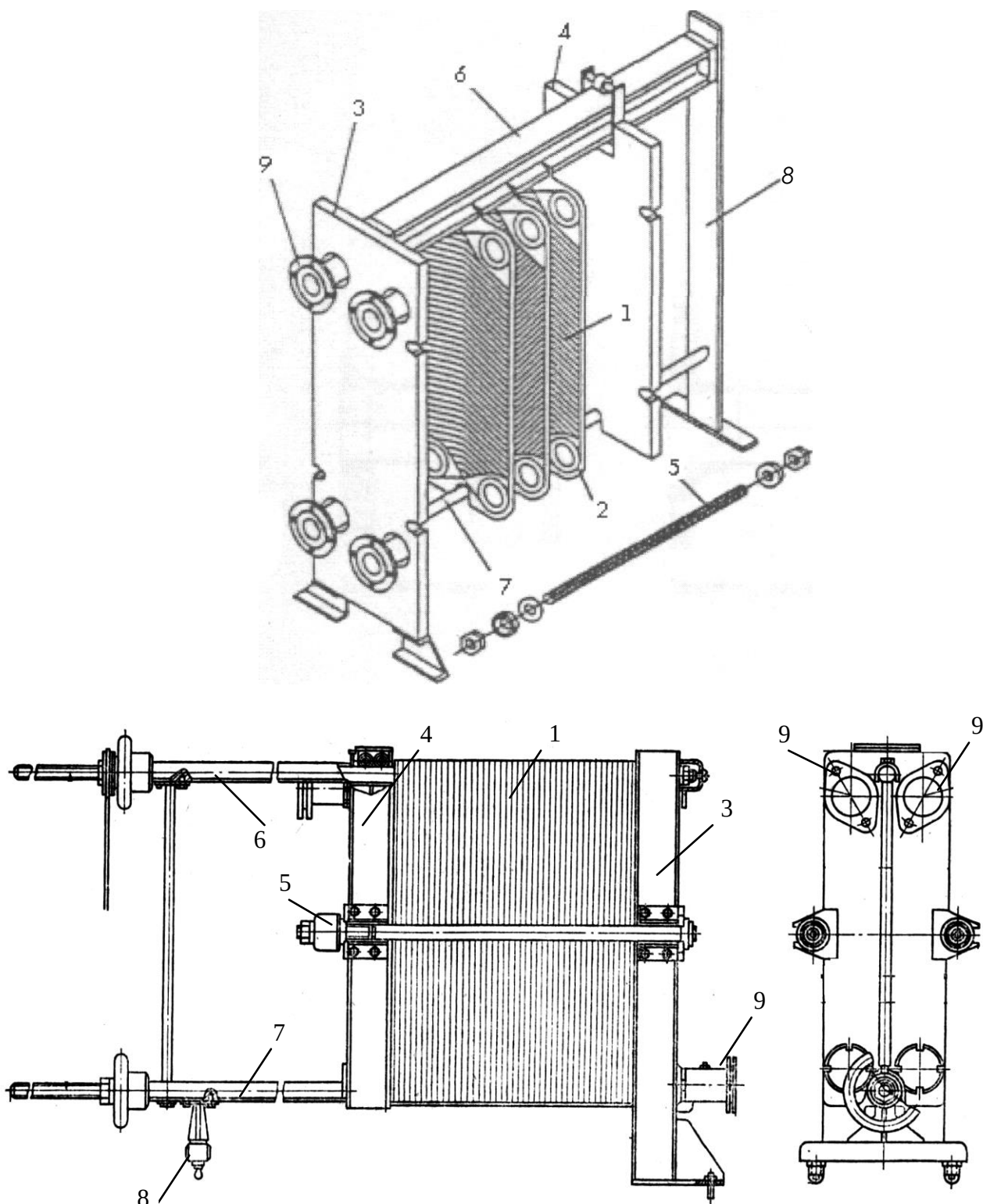


Рисунок 1.15. Загальний вигляд розбірного пакетного пластинчастого теплообмінника на рамі:

1 – пластини; 2 – гумове ущільнення; 3 – нерухома плита; 4 – рухома плита; 5 – шпилька, що стягує пластини; 6 – напрямна балка (верхня штанга); 7 – напрямна шпилька (нижня штанга); 8 – опора; 9 – фланець.

Один або кілька пакетів, стиснутих між нерухомою та рухомою плитами, створюють секцію. При складанні пакету пластини, що повернуті одна відносно

одної на 180° , усі гумові прокладки розташовуються з боку рухомої плити. У кутах пластин розміщуються отвори для проходження робочих середовищ. В каналах апарату, які складаються з пластин, передбачені точки опори гофр, що дозволяє витримувати в апараті різницю тисків з обох боків пластини, а також підвищений внутрішній тиск у каналах при збереженні герметичності.

У проміжних і кінцевих пластинах може бути один, два або три отвори, кількість яких визначають відповідно схемі компоновки пластин в теплообміннику.

Рама таких теплообмінників складається з нерухомої плити з опорами, в якій виконані отвори для проходу теплоносіїв та розміщення стяжних стрижнів. У раму вкручені верхня та нижня штанги, в яких розміщується теплообмінний пакет. З торцю пакет затискається рухомою плитою. Нерухома плита, звичайно, закріплена до полу, рухома – на ролику підвішена до верхньої штанги та може рухатися нею.

Рами розбірних теплообмінних апаратів можуть бути консольними (виконання 1), двохопорними (виконання 2) та трьохпорними або з нерухомою опорою всередині (виконання 3).

Для забезпечення щільності та попередження перетоку теплоносіїв секції стискають анкерними болтами або в спеціальних стійках.

На плитах розміщуються штуцери для приєднання технологічних трубопроводів. При однопакетному компонуванні пластин допускається установка усіх чотирьох штуцерів на нерухомій плиті, що полегшує експлуатацію апарату. На апараті може бути встановлено більше чотирьох штуцерів, наприклад, для відведення несконденсованих газів, зливу продуктів, тощо.

Кожна плита в працюючому апараті омивається двома середовищами: з одного боку – охолоджуваним, з другого – нагрівним.

При компонуванні пластинчастих розбірних теплообмінних апаратів за схемою, визначеною розрахунком, можна отримати оптимальну кількість каналів в пакеті та пакетів в секції для кожного робочого середовища. Компоновку теплообмінного апарату можна змінити відповідно до конкретної кількості кожного з робочих середовищ, напору та заданому тепловому режиму, завдяки чому характеристику апарату можна наблизити до оптимальної та підвищити коефіцієнт теплопередачі.

Компоновку пластин в апараті та напрям руху робочих середовищ зображають на схемах, що складаються відповідно до теплових та гідродинамічних розрахунків. Схему найпростішого однопакетного пластинчастого теплообмінного апарату (рис. 1.16), який складається з п'яти пластин, що формують по два паралельних канали для кожного робочого середовища, умовно представляють дріб'ю.

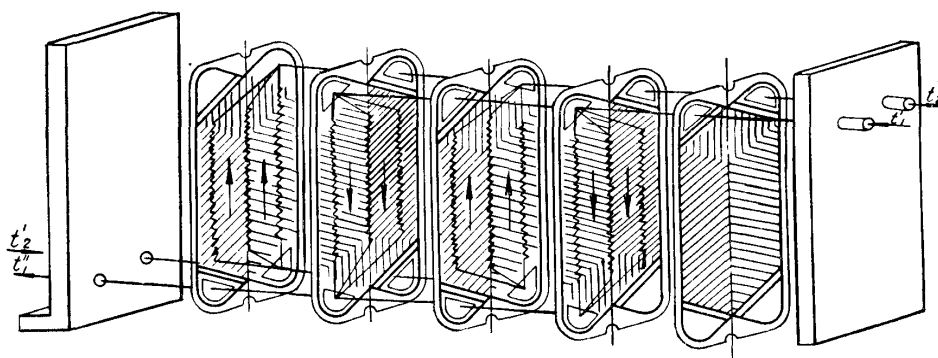


Рисунок 1.16. Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообмінному апараті

Теплообмінні апарати промислового призначення часто мають більш складні схеми компоновки каналів та теплопередавальних поверхонь.

На рис. 1.17 наведена схема компоновки пластин у два симетричних пакети для охолоджуваного та нагрівного робочих середовищ, тобто при однаковій кількості каналів у кожному пакеті для кожного робочого середовища. Для кожного робочого середовища можна застосувати різні варіанти компоновки пластин.

Робоче середовище через вхідний штуцер поступає у подовжній колектор, створений кутовими отворами та прокладками, стиснутих у пакет пластин, і рухається ним до пластини з непросіченим місцем для кутового отвору. З колектора далі робоче середовище проходить у міжпластинчасті канали через ділянки, на яких відсутні ущільнювальні прокладки. У кожному колекторі ці ділянки розташовані через одну пластину, завдяки чому створюється система гарячих та холодних каналів. Після проходження міжпластинчастих каналів робоче середовище потрапляє у протилежний колектор і виводиться з апарату або проходить у наступний пакет. За заданою витратою рідини, яка проходить через апарат, можна розрахувати швидкість руху її міжпластинчастими каналами. Оптимальна швидкість досягається за рахунок змінення числа каналів у пакеті. Пакет завжди обмежено пластиною, яка має неповну кількість кутових отворів. Такі пластини називають граничними. Робочі середовища, як правило, рухаються в апараті протитоком.

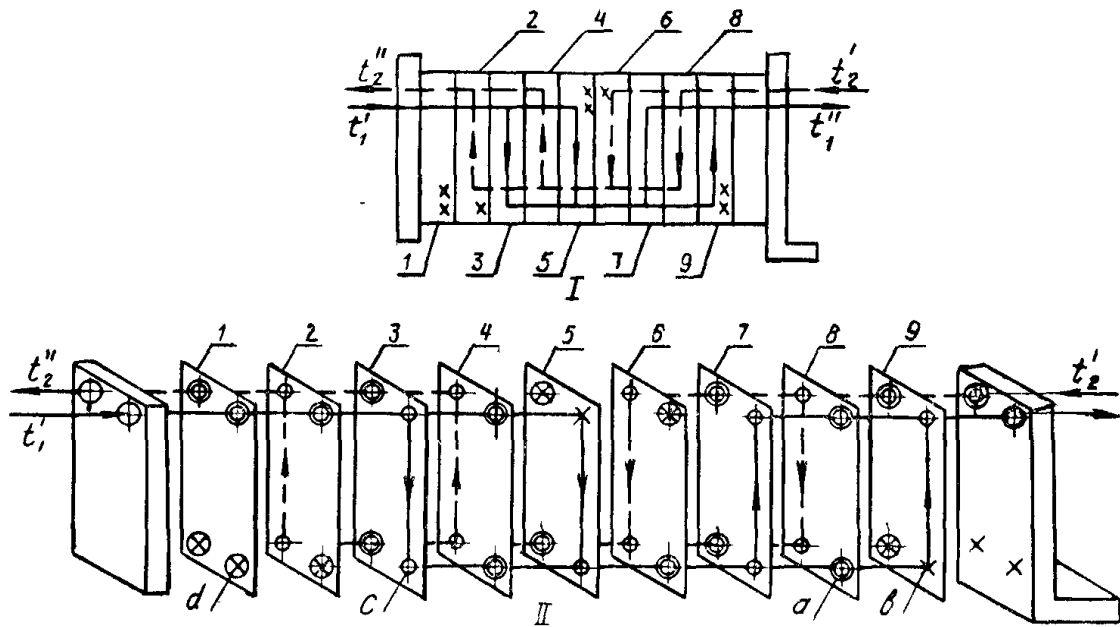


Рисунок 1.17. Схема компоновки пластин у два симетричні пакети:

I – 1–9 – нумерація каналів; II – 1–9 – нумерація пластин; а – отвір з ущільнювальним гумовим кільцем; б – непросічене місце для отвору без ущільнювального гумового кільця; с – отвір без ущільнювального гумового кільця; д – непросічене місце для отвору з ущільнювальним гумовим кільцем

Якщо витрата одного робочого середовища значно відрізняється від іншого, то для створення однакових швидкостей та гідравлічних опорів збоку руху кожного середовища та забезпечення оптимальних коефіцієнтів тепловіддачі, застосовують несиметричні схеми компоновки пластин (рис. 1.18). У цих схемах кількість каналів в пакетах для кожного з робочих середовищ неоднакова.

Використовують пластини з діагональним та одностороннім розташуванням прохідних отворів для кожного робочого середовища. На рис. 1.19 наведено паралельне однопакетне з'єднання пластин типу 0,2 з діагональним розташуванням прохідних отворів.

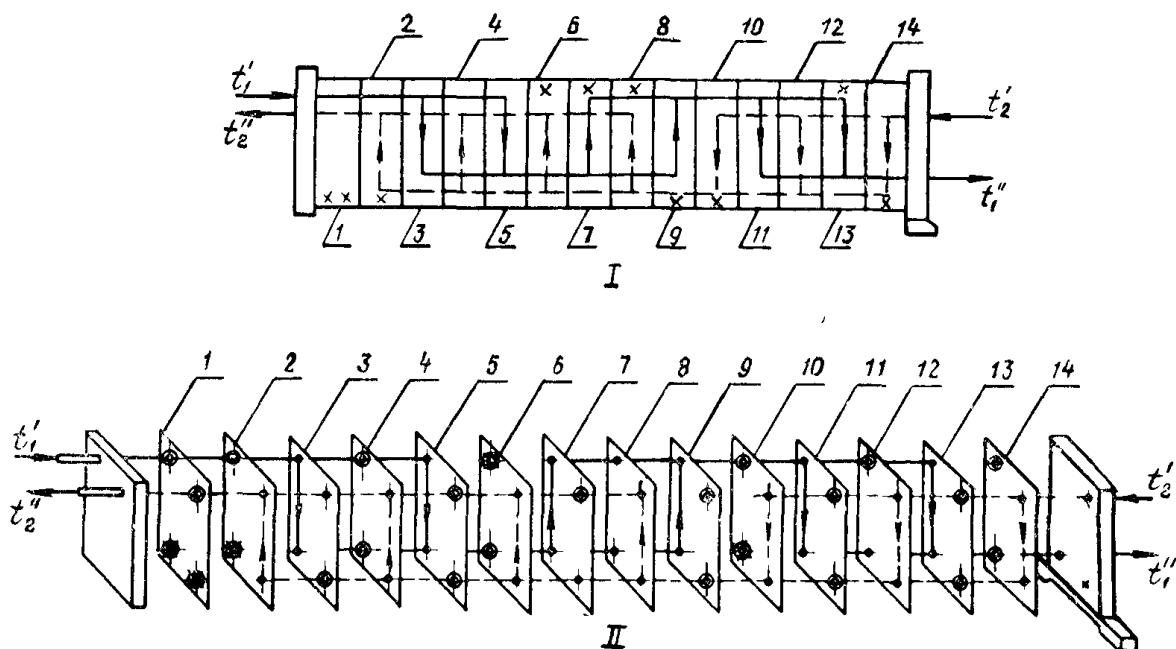


Рисунок 1.18. Несиметрична схема компоновки пластин:
I – 1–14 – нумерація каналів; II – 1–14 – нумерація пластин

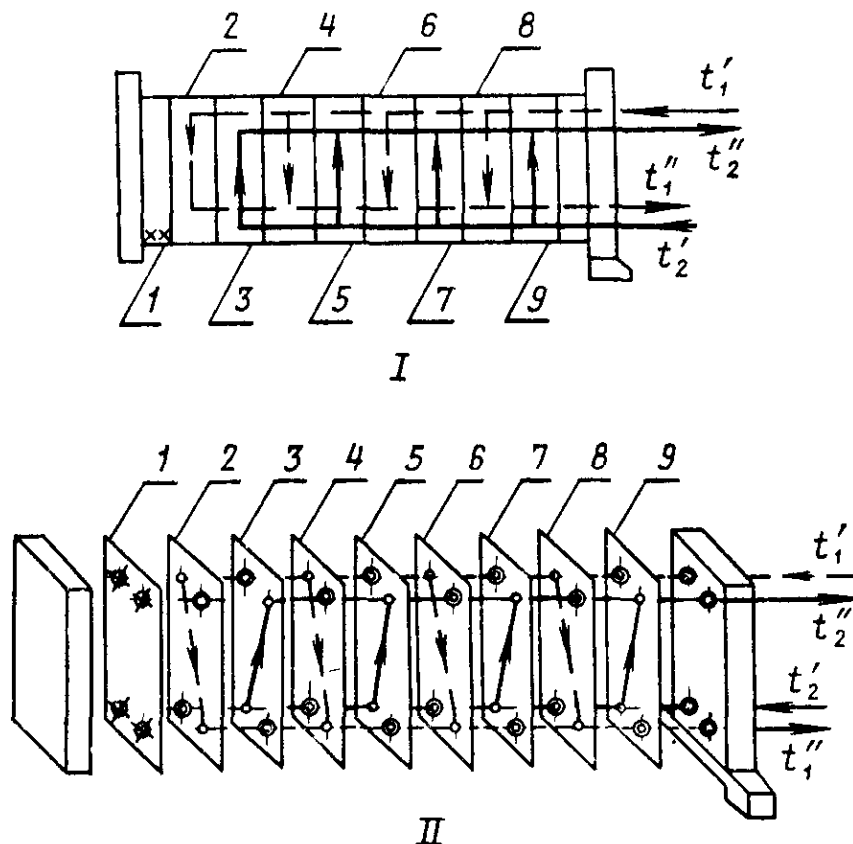


Рисунок 1.19. Паралельне однопакетне з'єднання пластин типу 0,2 з
діагональним розташуванням прохідних отворів:
I – 1–9 – нумерація каналів; II – 1–9 – нумерація пластин

Для ходу кожного робочого середовища є чотири канали. Після зборки пластин утворюються дві ізольованих одна від другої системи каналів. Кожна

система з'єднується з двома кутовими отворами. Канали обох систем у пакеті чергуються. Для цього пакет необхідно набирати з лівих та правих пластин, які розрізняються розміщенням ущільнювальних прокладок. Загальний вигляд лівої та правої пластин з одностороннім направленням потоку наведено на рис. 1.20.

В лівій пластині потік першого робочого середовища входить у міжпластинчастий простір через верхній або нижній лівий кутовий отвір, а виходить через інший. Праві отвори ізольовані від потоку першого робочого середовища ущільнювальною прокладкою.

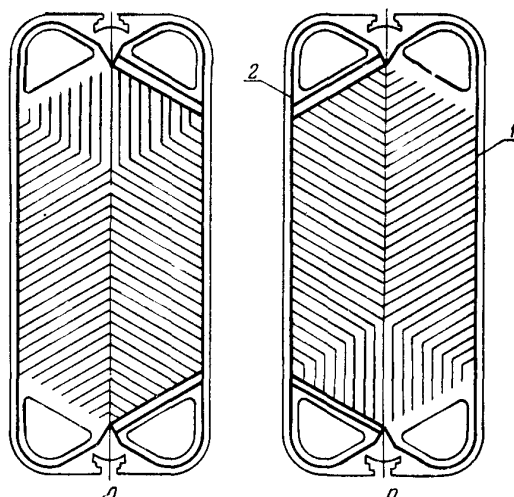


Рисунок 1.20. Загальний вигляд лівої та правої пластин з одностороннім направленням потоку:

л – ліва прокладка; п – права прокладка; 1 – велика прокладка; 2 – мала прокладка

Праві та ліві пластини чергуються у пакеті, а розміщення великої та малої прокладок забезпечує чергування каналів для потоків гарячого та холодного робочих середовищ. При зборці пакетів усі праві пластини повернуті відносно лівих на 180° у площині пластини; при цьому вершини гофр взаємно перетинаються.

Якщо велика ущільнювальна прокладка охоплює два кутових отвори, які розташовані за діагональною пластини, то загальний напрям потоку при русі рідини в міжпластинчастому каналі буде діагональним.

Рівномірно розподілений значний гідравлічний опір гофрованої частини міжпластинчастого каналу сприяє вирівнюванню його швидкості шириною каналу. Тому обидва варіанти пластин (з одностороннім та діагональним напрямом потоку) практично рівноцінні.

При використанні пластин з одностороннім напрямом потоку штуцери входу та виходу для першого робочого середовища розміщені з одного боку апарату, а для другого робочого середовища – з другого боку. При парному компонованні пакетів у секції обидва штуцери розташовані зверху або знизу, при парному компонованні – один зверху, а другий знизу.

При використанні пластин із діагональним розташуванням потоку робоче середовище з одного боку апарату направляється до другого. Якщо кількість пакетів в секції лінійно руху потоку робочого середовища парне, то штуцери входу середовища в апарат та виходу з нього розташовують з одного боку вдовж апарату (рис. 1.21).

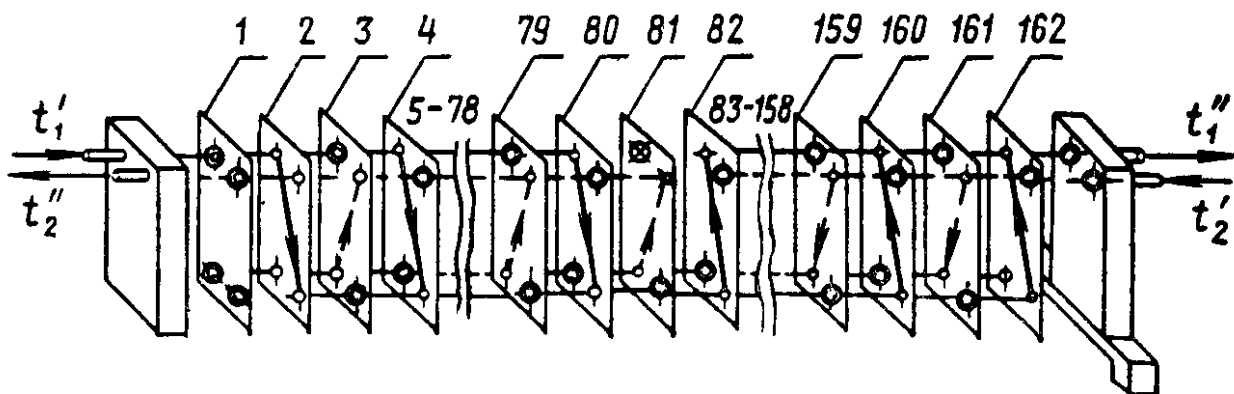


Рисунок 1.2. Схема компоновки пластин з одностороннім розташуванням прохідних отворів та прокладками:
1- 162 – нумерація пластин

Задача створення розбірної поверхні теплообміну, доступної для огляду та механічного очищення, дуже складна. Гума та інші еластичні матеріали, що застосовуються для виготовлення ущільнювальних прокладок, мають обмежену теплову та корозійну стійкість, і прокладки є найменш зносостійкими елементами конструкції апаратів. Тому розбірні з'єднання пластин раціонально застосовувати лише за умов їх безумовної необхідності. Там, де без цього можна обійтись, використовують нерозбірні теплообмінники.

Нерозбірні пластинчасті теплообмінники бувають звареними та паяними.

У зварених теплообмінниках пластини попарно зварюються у секції, а секції – в уніфіковані пакети. Із пакетів компонують зварні блоки на розрахункову площу поверхні теплообміну. Зварний блок заданої площі поверхні теплообміну з привареними до нього штуцерами стиснуто гвинтовими стяжками між кінцевими плитами з вуглецевої сталі.

Паяний пластинчастий теплообмінник складається з набору металевих гофрованих пластин, виготовлених з нержавіючої сталі, які з'єднані між собою за допомогою пайки у вакуумі з використанням мідного або нікелевого припою. На лицьовій пластині (у класичному виконанні) розташовані патрубки для підключення трубопроводів теплоносіїв, що виконані з нержавіючої сталі. Конструкція класичного пластинчастого паяного теплообмінника показана на рис. 1.22.

У сусідніх пластин кути між гофрами спрямовані в протилежні сторони. Місця, в яких стінки гофрів стикаються, відіграють роль опорних точок для пакета пластин. Для опору тиску теплоносіїв паяні теплообмінники, крім пайки по контуру пластин, додатково пропаяні у всіх зазначених місцях. Таким чином, збільшується робочий діапазон тисків, що може досягати 40-45 бар.

На відміну від розбірних пластинчастих теплообмінників, на краях пластин відсутні жолобки для ущільнювачів. Замість цього край кожної пластини загинається вниз і стикається із сусідньою пластиною. Між пластинами міститься тонка мідна фольга, такого ж розміру, як і самі пластини. Пакет пластин затискається між двома більш товстими гладкими плитами, до яких приєднуються вхідні патрубки, і потім здійснюється пайка пакета у вакуумній печі.

У більшості паяних пластинчастих теплообмінників у якості припою використовується мідь. Такі теплообмінники називають міднопаяними. У випадку, якщо один з теплоносіїв агресивний стосовно міді (наприклад аміак), використовують нікельпаяні теплообмінники.

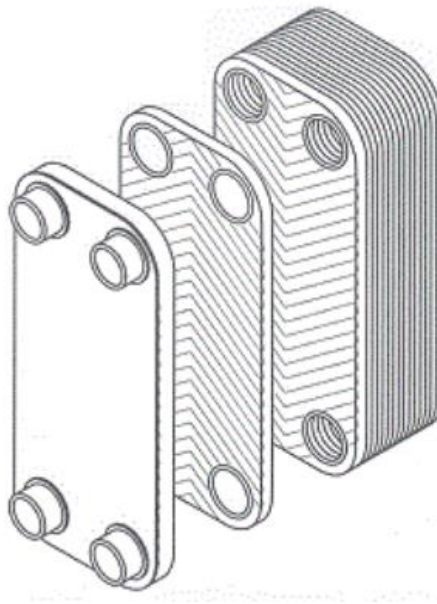


Рисунок 1.22. Паяний нерозбірний пластинчастий теплообмінний апарат

Напіврозбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 1.23) складається з набору зварених модулів. Кожен модуль утворений двома теплообмінними пластинами, звареними між собою, які є дзеркальним відображенням одна одної. Кожна пара пластин підвішується на верхню штангу і може на ній переміщуватися. Контуром кожної пластини виштамповано U-подібний паз, призначений для розміщення у ньому гумової прокладки, яка приклеюється до пластини. Модулі стягнуті в єдиний пакет торцевими плитами за допомогою болтів. Канали між двома звареними модулями ущільнюються гумовими прокладками аналогічно розбірним теплообмінникам.

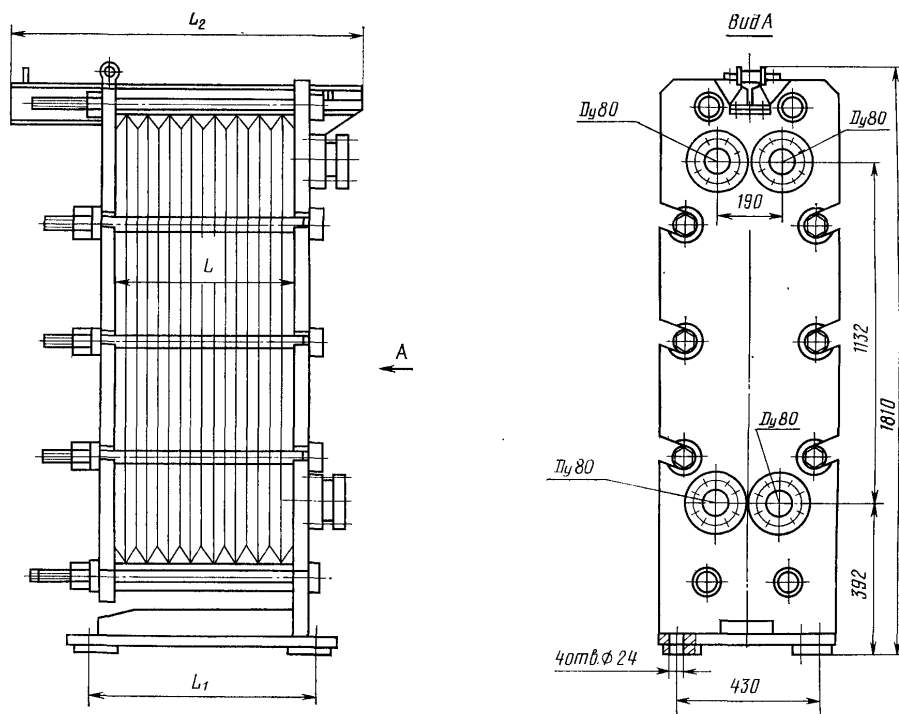


Рисунок 1.23. Загальний вигляд напіврозбірного пластинчастого теплообмінного апарата на консольній рамі

Напіврозбірний пластинчастий теплообмінник використовується, коли один з теплоносіїв має високий тиск або температуру, або є небезпечною речовиною. Дана речовина протікає каналами, утвореними звареними між собою пластинами. Необхідно, щоб ця речовина не залишала забруднень, видалення яких потребувало б розбирання теплообмінника. Відсутність гумових прокладок у зварених модулях, як елементів, що найбільш руйнуються при роботі в агресивних умовах, гарантує герметичність контуру. Матеріали пластин аналогічні матеріалам розбірних теплообмінників - нержавіючі сталі AISI304 і AISI316, титан та інш. За рештою конструкція напівзвареного пластинчастого теплообмінника повторює розбірну.

1.7. Спіральні теплообмінники

Теплообмінна матриця таких теплообмінників складається із двох зварених між собою гладких металевих листів великої товщини (до 8 мм). Листи скручуються спіральними лініями, при цьому між ними утворюються зазори для проходу теплоносіїв (рис. 1.24). Відстань між ними фіксується привареними бобишками або штифтами.

Отриманий пакет розміщується в циліндричному корпусі, який з торців закривається кришками (рис. 1.25). На корпусі і кришках встановлені патрубки для проходу теплоносіїв.

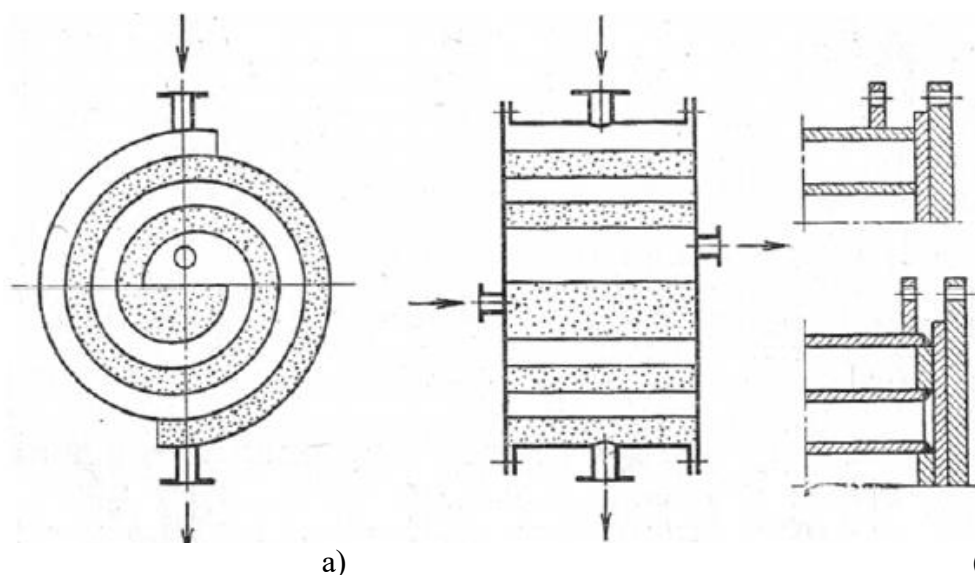


Рисунок 1.24. Схема руху рідин у спіральному теплообміннику (а) та способи з'єднання спіралей з торцевими кришками (б)

Навивання спіральних теплообмінників з поверхнями нагріву $3,2 \dots 100 \text{ м}^2$ виконують з рулонної сталі шириною $0,2 \dots 1,5 \text{ м}$. Закордонні фірми виготовляють спеціальні теплообмінники з рулонного матеріалу (вуглецевих і легованих сталей, нікелю, титану, алюмінію, їх сплавів і деяких інших) шириною $0,1 \dots 1,8 \text{ м}$, товщиною $2 \dots 8 \text{ мм}$ при відстані між листами $5 \dots 25 \text{ мм}$. Поверхні нагріву складають $0,5 \dots 160 \text{ м}^2$.

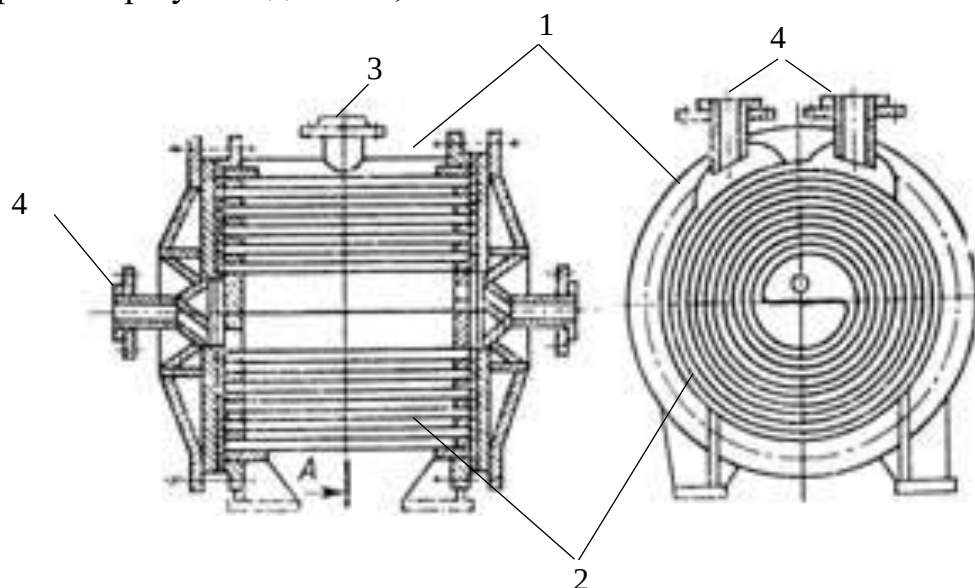


Рисунок 1.25. Конструкція горизонтального спірального теплообмінника:
1-корпус; 2-поверхня теплообміну; 3-кришки; 4-патрубки

Спіральні теплообмінники встановлюють по штуцерам горизонтально і вертикально. Їх часто монтують блоками по 2, 4, 8 апаратів.

Спіральні теплообмінники майже в 2 рази компактніші за звичайних кожухотрубчастих теплообмінників, їх маса відносно невелика і при малих гідравлічних опорах у них досягається великий коефіцієнт теплопередачі. Вони

призначені для підігріву або охолодження рідин та газів з тиском до 1,0 МПа, можуть працювати як за протитечією, так і за прямотечією, без зміни або зі зміною агрегатного стану одного із теплоносіїв. Вертикальні апарати використовують також для конденсації чистих парів і парів з парогазових сумішей. В останньому випадку на колекторі для конденсату є штуцер для видалення газу, який не конденсується.

Для спірального теплообмінника вихідними даними для конструктивного розрахунку є поверхня теплообміну F , ширина каналу b , товщина листів σ і висота спіралей h (рис. 1.26).

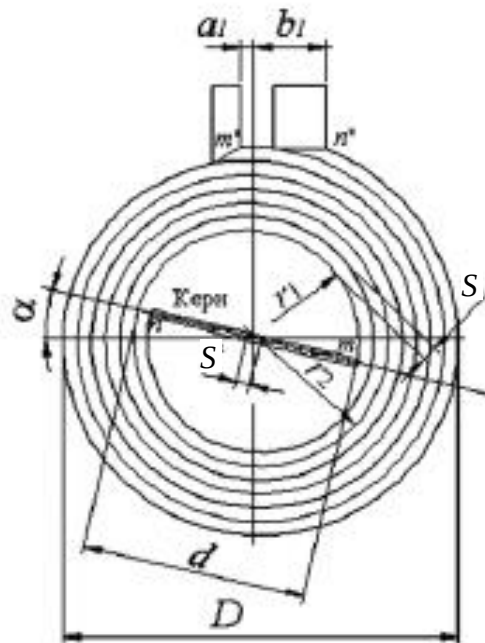


Рисунок 1.26. Геометричні параметри спірального теплообмінника

Крок спіралі:

$$S = b + \delta, \quad \text{де } b = 6 \dots 15 \text{ мм}; \delta = 2 \dots 8 \text{ мм}.$$

Кожний напіввиток спіралі будується за радіусами r_1 і r_2 , які для перших витків дорівнюють:

$$r_1 = \frac{d}{2} \quad \text{та} \quad r_2 = \frac{d}{2} + S,$$

де d – діаметр першого витка внутрішньої спіралі (вибирається виходячи з конструктивних міркувань).

Центри, з яких виконують побудову спіралей, розташовані один від одного на величину кроку витку S .

Довжина спіралі за кількості витків n дорівнює:

$$L = \pi(d - S)n + 2\pi S n^2.$$

Кількість витків спіралі:

$$n = \frac{S - d}{4S} + \sqrt{\left(\frac{S - d}{4S}\right)^2 + \frac{L}{2\pi S}}$$

Зовнішній діаметр спірального теплообмінника:

$$D = d + 2nS + \delta$$

Висота спіралей h приймається рівною 375...750 мм .

1.8.Прокатно-зварні теплообмінники

Прокатно-зварні теплообмінники (рис. 1. 27) використовують для виготовлення випарників до побутових холодильників та для інших цілей. Вони представляють собою різновид пластинчастих ТА та схожі зі штампованими апаратами. Система каналів для протікання одного із теплоносіїв (частіше, рідкого) виштамповується або прокатується роликом на поверхнях двох металевих листів. Листи зварюються між собою методом холодної або гарячої прокатки. При складанні листів між ними утворюються канали для проходження теплоносія. Другий теплоносіє (найчастіше це повітря) обтікає пластини ззовні.

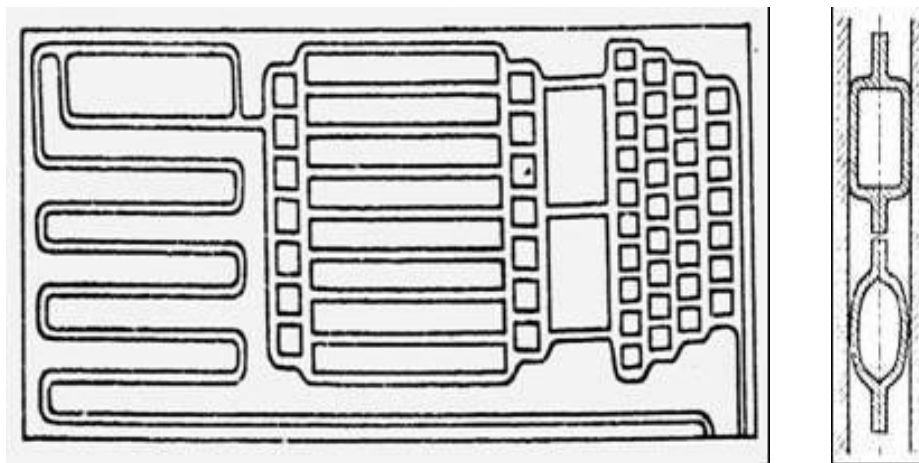


Рисунок 1.27. Прокатно-зварний теплообмінник

Такі ТА вигідно відрізняються від інших поверхневих теплообмінників невеликою вартістю та простотою виготовлення. Заміна міді та нержавіючої сталі сплавом алюмінію робить такі апарати особливо перспективними.

1.9. Пластинчасто-ребристі теплообмінники

Цей тип теплообмінників відноситься до числа найбільш компактних апаратів, завдяки розвинутій поверхні теплообміну в обмеженому об'ємі теплообмінника.

Теплообмінна матриця такого теплообмінника (рис. 1.28) складається з пластини (1), на яку кладеться насадка (2) – гофрований або розсічений лист із тією чи іншою конфігурацією гофр (1.29). З бокових сторін елемент закрито спеціальними проставками 3. Елементи складають у пакети, які стискають у спеціальному пристрої, і пайкою або зварюванням збирають у нерозбірний блок. В результаті утворюються дві групи каналів невеликого розміру, призначених для течії теплоносіїв.

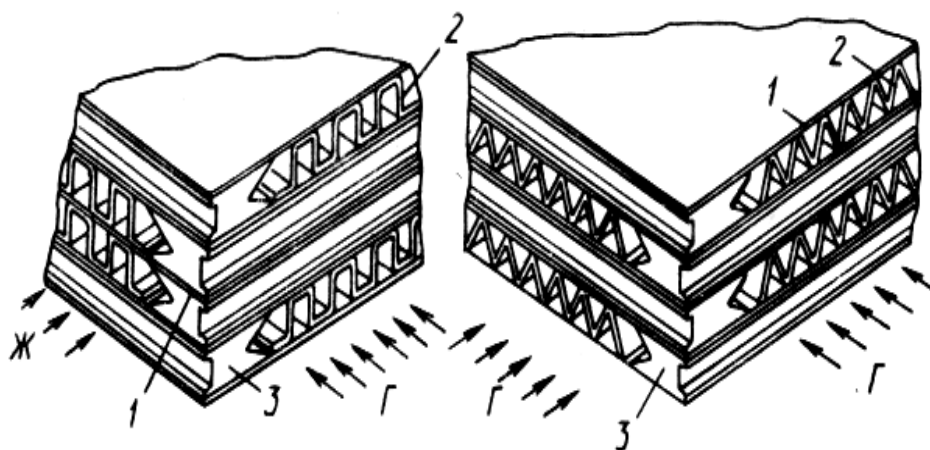


Рисунок 1.28. Теплообмінна матриця пластинчасто-ребристого теплообмінника:

1 – пластина; 2 – насадка; 3 – проставка

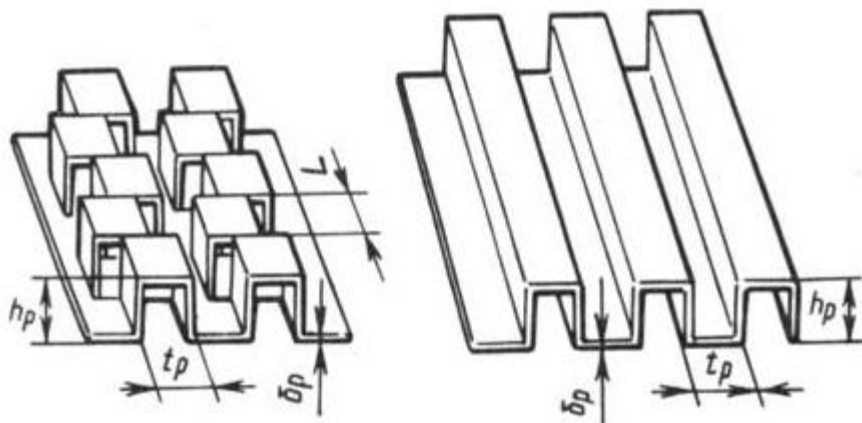


Рисунок 1.29. Насадка пластинчасто-ребристої поверхні:

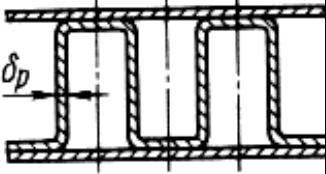
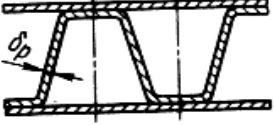
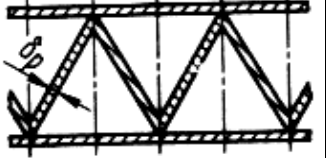
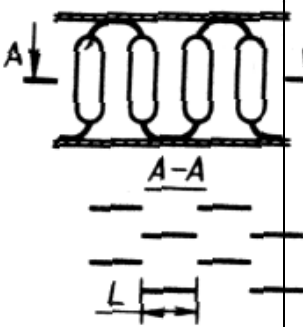
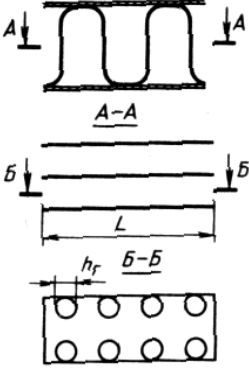
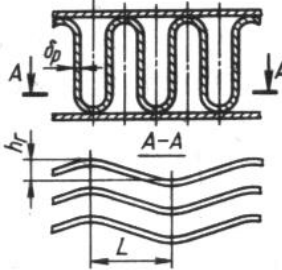
а – розсічений лист; б – гофрований лист

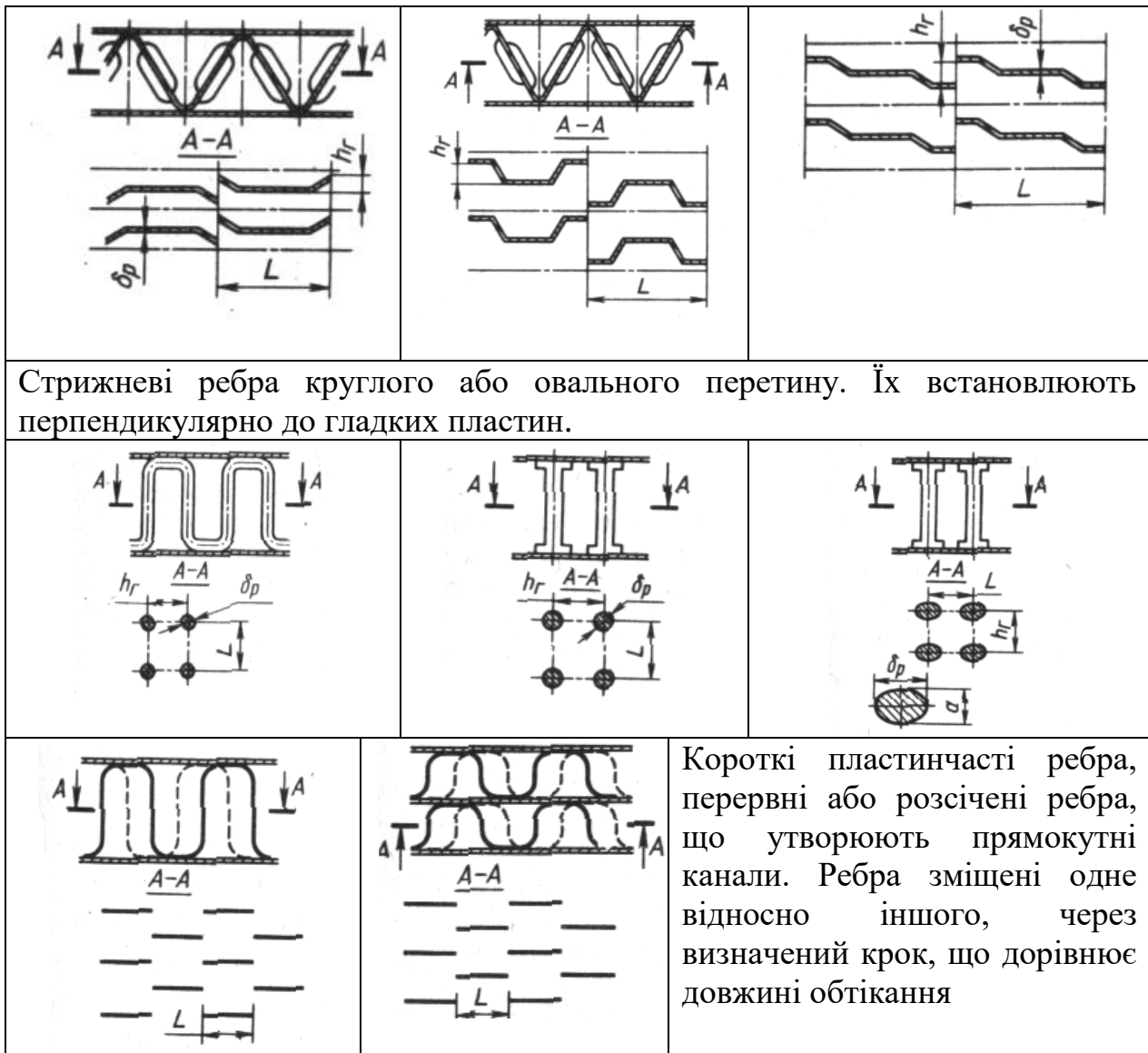
У зв'язку з тим, що пластинчасто-ребристі теплообмінники мають високу компактність та малу масу, вони знайшли широке застосування в транспортних, енергетичних та кріогенних установках. Але такі апарати можна застосовувати тільки для чистих робочих речовин, тому що механічне очищення каналів від забруднення практично неможливе.

Пластинчасто-ребристі теплообмінники випускаються з ребрами різної конфігурації (табл. 1.7). Найбільш поширені ребристі поверхні, які утворюють трикутні та прямокутні канали для руху теплоносія.

Таблиця 1.7.

Варіанти ребер для пластинчасто-ребристої поверхні нагріву

	Гладкі безперервні ребра, що утворюють безперервні канали		Гладкі безперервні ребра, що утворюють трапецевидні канали
	Гладкі безперервні ребра, що утворюють трикутні канали		Короткі пластинчасті ребра
	Перфоровані ребра, що утворюють прямокутні канали. Прикордонний шар, що утворюється на ребрах, руйнується при набіганні потоку на отвори, що утворені в гладких ребрах		Хвилясті безперервні ребра
Жалюзійні ребра, що утворюють трикутні канали. За допомогою прорезів, які виконані на гладких ребрах, з наступним вигином пелюсток у різні сторони (прорізи не доходять до вершин ребер) виконується регулярне руйнування прикордонного шару, завдяки чому істотно інтенсифікується тепловіддача.			



1.10. Основні типи регенеративних теплообмінників

Регенеративні теплообмінники знайшли застосування у високотемпературних технологічних установках, парових котлах електростанцій, газотурбінних установках, низькотемпературних установках розподілу газів та газових холодильних машинах.

Теплоакуюлююча насадка в таких апаратах може бути рухомою та нерухомою. В останньому випадку для отримання безперервного процесу теплообміну від одного теплоносія до другого потрібні два апарати. При рухомій насадці процес теплообміну проходить в одному апараті.

Регенеративні теплообмінники поділяються

1) за конструкцією на теплообмінники:

- з нерухомою матрицею;
- з обертальною матрицею;
- з пересувною матрицею.

2) за типом матриці (для нерухомої або обертальної матриці):

- з насадкою із гофрованої стрічки;
- з сітчастою насадкою;
- з насадкою із куль та гранул;
- з насадкою із кілець Рашинга;

Деякі типи насадок для регенеративних теплообмінників показані на рис. 1.30.

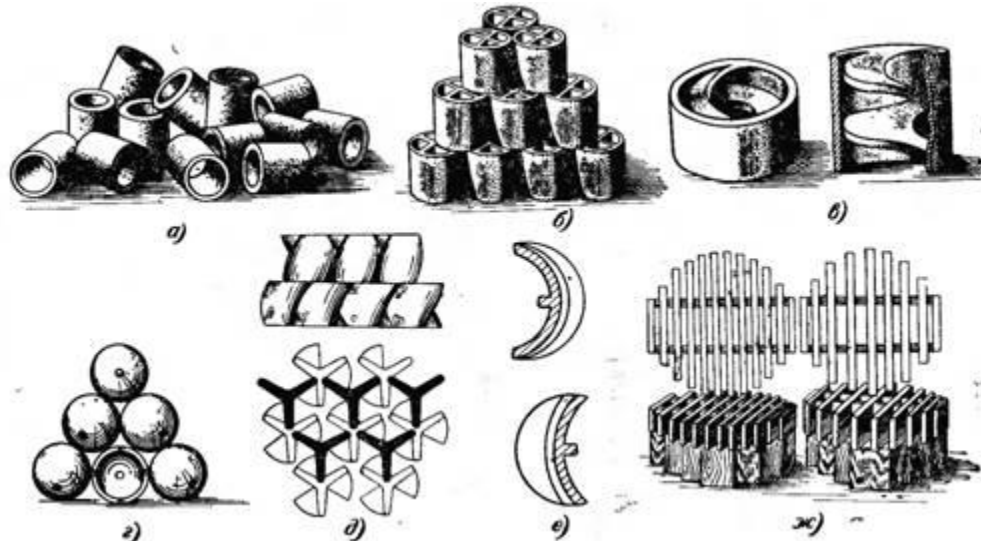


Рисунок 1.30. Види насадок тепло- та масообмінних апаратів:
а – кільця (насипна насадка); б та в – кільця з перегородками
(б – насадка викладена у певному порядку); г – кулі; д – пропелерна насадка;
е – сідлоподібна насадка; ж – хордова насадка

Галузь застосування теплообмінника, температурний рівень теплоносіїв визначає конструкцію регенеративного ТА та тип його насадки. В зв'язку із цим розділяють апарати, які працюють в діапазонах високих, середніх та дуже низьких температур.

В діапазоні високих температур (800 – 1000 °С) після різних печей застосовують апарати з нерухомою насадкою із вогнестійкої цегли (рис. 1.31), яку викладають таким чином, щоб утворилися канали для руху газу. Для інтенсифікації теплообміну цегляна кладка насадки має виступи. Перевагами апаратів із цеглинною насадкою являється простота та можливість досягнення великих температур підігріву повітря, а недоліками — громіздкість, складність експлуатації, викликана необхідністю переключення апарату.

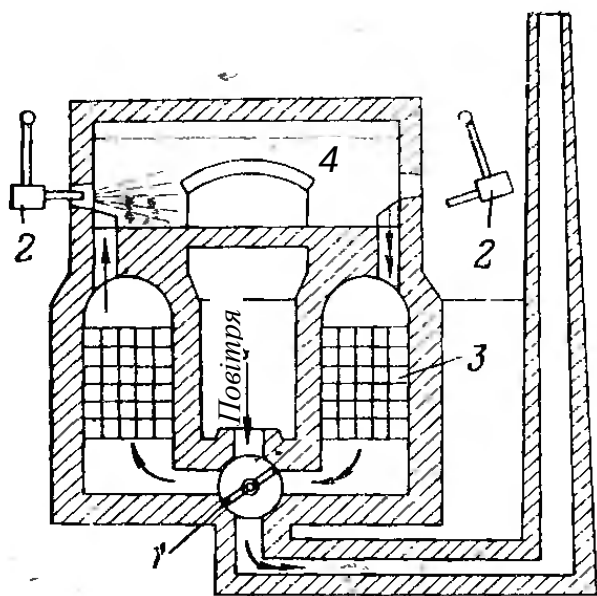


Рисунок 1.31.Схема мартенівської печі з регенератором:
1 – перекидний шибер; 2 – форсунки;
3 – насадка регенератора;
4 – мартенівська піч

В діапазоні середніх температур (250-400 °С) для підігріву повітря у парових котлах та регенеративних газотурбінних установках застосовують рухомі регенеративні теплообмінники, ротори яких мають металеву насадку, що обертається навколо вісі (рис. 1.32).

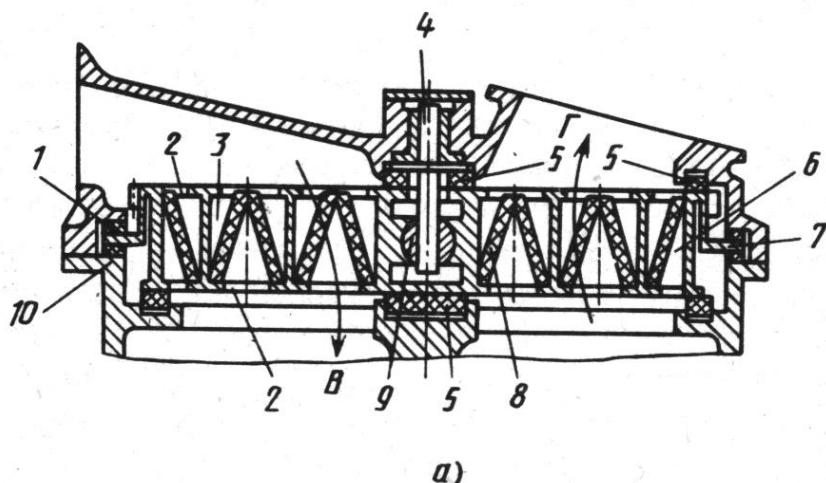
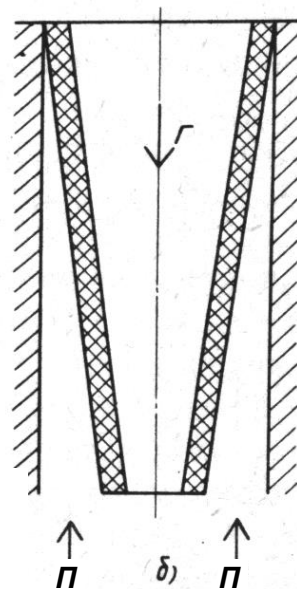


Рисунок 1.32. Схема обертального регенеративного ТА з дисковим ротором карманого (сотового) типу:
а – схема; б – теплопередавальний елемент;
П – повітря; Г – газ



За рис. 1.32 ротор (4) регенеративного підігрівача з насадкою у вигляді набору сіток із корозійностійкої проволочки діаметром 0.3-0.4 мм обертається в статорі (5). За допомогою радіальних перегородок ротор поділено на сектори, чим досягається відділення потоків газу та повітря. Кожне середовище має спочатку осьовий а потім радіальний напрямки. Насадка може бути також з профільних листів з каналами трикутного або прямокутного перетину.

У регенеративних ТА повітророзподільних установок одночасно з охолодженням прямого потоку повітря відбувається його очищення від вологи та двоокису вуглецю шляхом виморожування на насадці. Така установка

складається із двох апаратів, що забезпечують безперервність процесу охолодження (рис. 1.33).

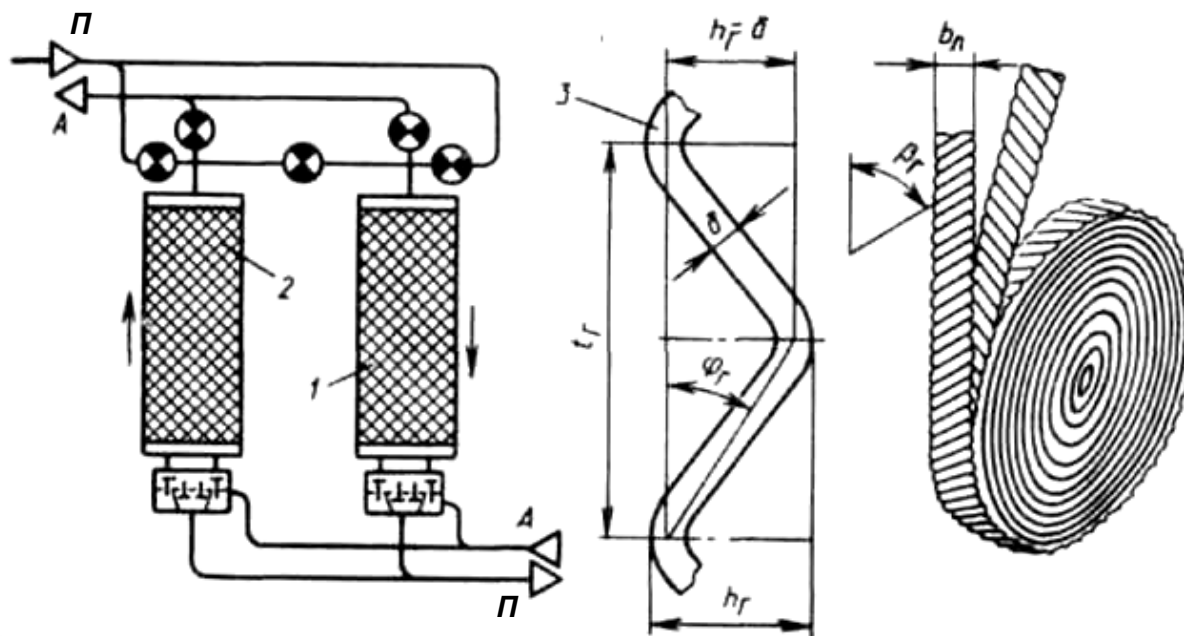


Рисунок 1.33. Повітророзподільна установка з переключенням пакетів:
А – азот; П – повітря

Установка працює наступним чином. На рис. 1.33 стиснуте повітря з тиском до 0,6 МПа нагріває насадку апарата (1) і охолоджується до температури, близької до температури насичення. У цей же час потік холодного газу (азоту) проходить у насадку апарата (2), охолоджуючи її до певної температури. Через певний проміжок часу відбувається перемикання клапанів і потік повітря буде надходити в апарат (2), а азот в апарат (1). У цьому ТА в якості насадки застосовують насипну насадку у вигляді гранул і диски алюмінієвої гофрованої стрічки (3).

У регенеративних ТА з насипною насадкою площа перетину для проходу газу приблизно в 1,5 рази менше, ніж в апаратах з металевою насадкою з гофрованої стрічки, тому для одержання прийнятної гідравлічної опору швидкість газу, приймається 1...1,2 м/с. Перепад температури за період роботи апарату прямою і зворотною схемами становить 35...45 °С.

Регенеративний ТА з насипною кам'яною насадкою (рис. 1.34) має корпус (1), всередину якого вмонтований змійовик (2) для запобігання забруднення продуктів поділу повітря. Гранули насадки (7) засипані зверху і знизу змійовика. Обсяг засипання насадки у верхній частині обмежений дірчастою обичайкою (11), а у нижній - конусом (6), обтягнутим сіткою з корозійностійкої сталі.

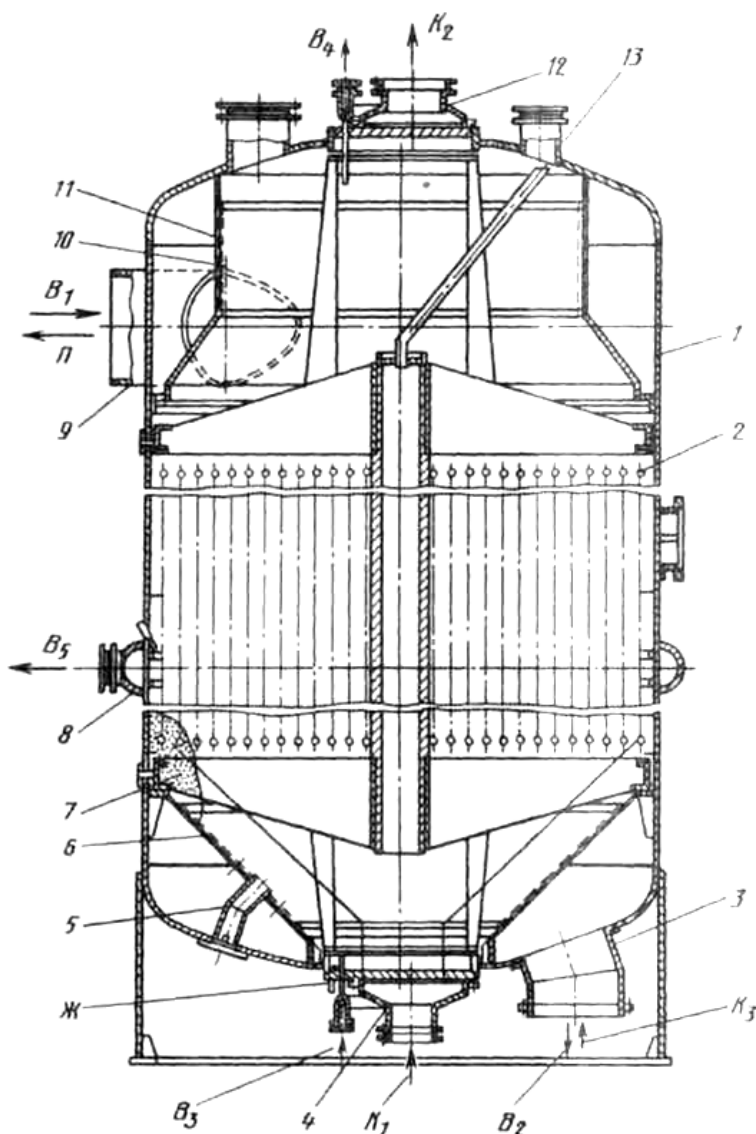


Рисунок 1.34.
Регенеративний ТА з
вбудованими змійовиками та
насіпною кам'яною
насадкою:

1 – корпус; 2 – змійовик з
алюмінію; 3 і 9 – основні
штуцери для підведення та
відведення теплоносіїв; 4 –
повітряний штуцер; 5 –
штуцер для видалення
насадки; 6 – конус, який
обтягнутий сіткою; 7 –
насіпна насадка; 8 –
повітряний колектор; 10 –
сітка; 11 – дірчаста обичайка;
12 – вихідний штуцер; 13 –
штуцер для засипання
гранул; B_1 – вхід повітря; B_2 –
вихід повітря; B_3 – вхід
чистого повітря; B_4 – вихід
чистого повітря; B_5 – вихід
повітря; Ж – скидання рідини
в клапану коробку; K_1 – вхід
чистого кисню або азоту; K_2 –
вихід чистого кисню або
азоту; K_3 – вихід брудного
кисню або азоту.

Внаслідок великої маси насадки помітно збільшується час проходження прямого і зворотного потоків через апарат, зменшується число спрацьовувань клапанів і спрощуються умови регулювання температурних режимів. Базальт і кварцит мають високу міцність і велику теплоємність. Однак апарати з насипною насадкою менш ефективніші, ніж з металевою насадкою із гофрованої стрічки.

До регенеративних теплообмінників відносять апарати із кульовою насадкою «падаючий шар» або «падаюча сипуча насадка» (рис. 1.35). В якості кульової насадки можуть використовуватись чавунна дріб, оксиди магнію та інші матеріали, які мають велику теплоємність та витримують ударні навантаження.

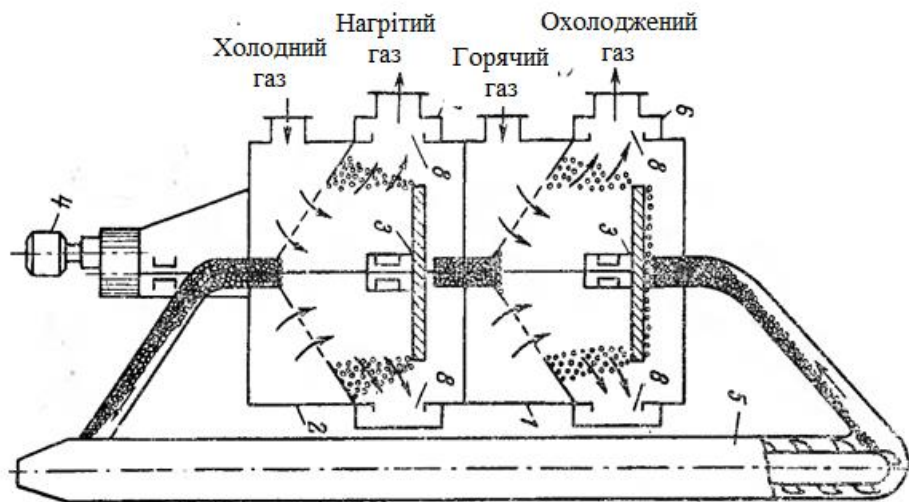


Рисунок 1.35. Схема теплообмінника з рухомих твердим проміжним теплоносієм:

1, 2 – камери гарячого і холодного газів; 3 – обертальний диск, який регулює подачу твердих часток; 5 – ковшовий елеватор; 6 та 7 – колектори охолодженого та нагрітого газу; 8 – вікна колектору

Шарова насадка рівномірно розподіляється перерізом апарату та вільно падає вниз назустріч гарячим газам, які піднімаються знизу. Нагріта насадка скрізь ущільнюючу камеру, переходить у повітряну камеру, розподіляється рівномірно перерізом, падає назустріч повітрю і нагріває його. Із повітряної камери насадка передається в газову камеру елеватором і процес повторюється.

1.11. Апарати повітряного охолодження (АПО)

Такі апарати застосовуються для охолодження води в системах оборотного водопостачання, газів і рідин у різних технологічних процесах. Їх перевагами, в порівнянні із градирнями, є економія холодної води, скорочення витрат на очищення апаратів від солей, зменшення площі забудови.

АПО (рис. 1.36 та рис.1.37) складається з рами, на якій розміщуються декілька трубчастих теплообмінників. Під теплообмінникам розміщується осьовий вентилятор, який обертає електродвигун (безпосередньо або через редуктор). Гаряча рідина проходить трубами, що мають зовнішнє оребрення. Труби охолоджуються за рахунок обдування повітрям, що нагнітається осьовим вентилятором.

Залежно від компонування поверхні теплообміну апарати повітряного охолодження мають горизонтальну (рис. 1.36) і зигзагоподібну (рис. 1.37) конструкції.

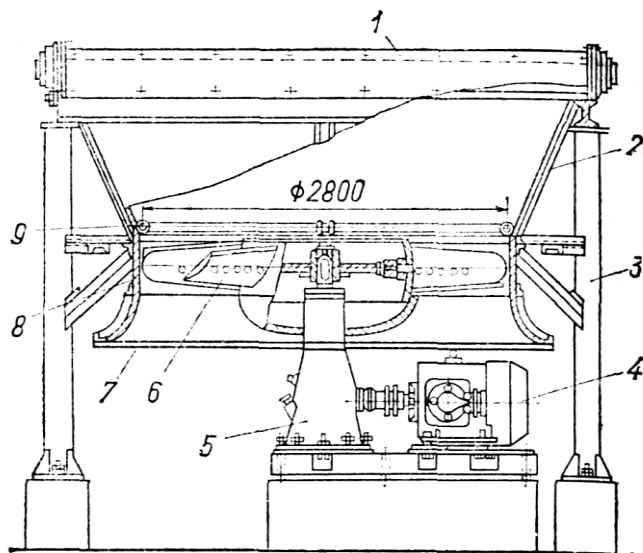


Рисунок 1.36. Апарат повітряного охолодження горизонтального типу:

1 – секції теплообмінника; 2 – дифузор; 3 – металоконструкції; 4 – електродвигун; 6 – кутовий редуктор; 6 – колесо вентилятора; 7 – запобіжна сітка; 8 – колектор вентилятора; 9 – зволожувач повітря

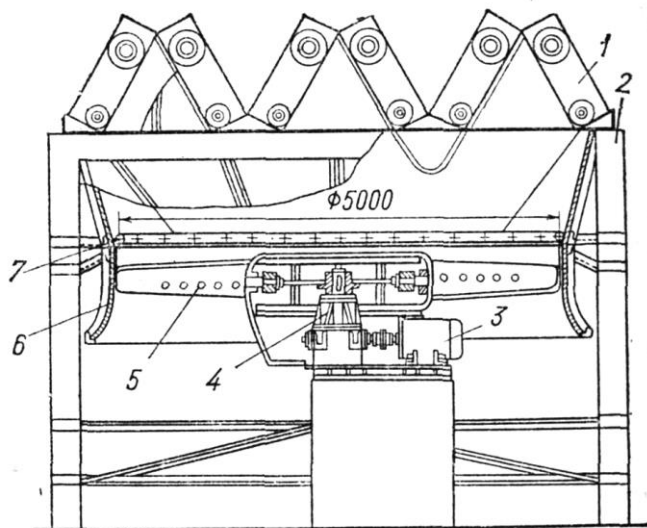


Рисунок 1.37. Апарат повітряного охолодження зигзагоподібного типу:

1 - секції теплообмінника; 2 - металевий каркас; 3 - електродвигун; 4 - кутовий редуктор; 5 - лопати вентилятора; 6 - дифузор і колектор вентилятора; 7 - зволожувач повітря

Кількість теплообмінних секцій в горизонтальних апаратах звичайно дорівнює 3, а в зигзагоподібних – 6. У кожній секції міститься від 4 до 8 рядів труб, які утворюють від 1 до 8 ходів. Апарати можуть бути використані при температурі середовища від -40 до $+300^{\circ}\text{C}$ і тиску до 6,4 МПа

Стандартні апарати виготовляються на умовний тиск 0,6; 1,6; 4,0; 6,4 МПа. Потужність електродвигуна осьового вентилятора дорівнює відповідно 10, 18, 22, 32 кВт. В апаратах зигзагоподібного типу застосовують осьові вентилятори з електродвигунами потужністю 37, 75 й 90 кВт.

1.12. Радіаторно-вентиляторні установки (РВУ)

РВУ (рис. 1.38) конструктивно подібні до АПО, вони складаються з декількох секцій для охолодження різних середовищ, встановлених на несучій

конструкції (3) таким чином, щоб повітря від вентилятора (1) рівномірно надходило до кожної секції. Наприклад до складу РВУ дизельної компресорної установки входять секції охолодження масла, води, яка прокачується через охолоджувач наддувного повітря, води внутрішнього контуру двигуна, компримованого газу після першого та другого ступенів стискання.

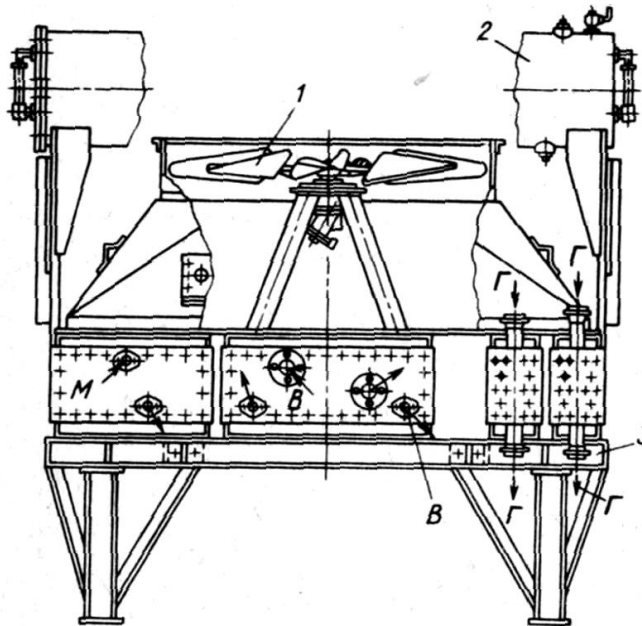


Рисунок 1.38. Радіаторно-вентиляторна установка:
1 – вентилятор; 2 – водомасильний бак; 3 – несуча конструкція; В, Г, М – вхід або вихід відповідно води, газу і мастила

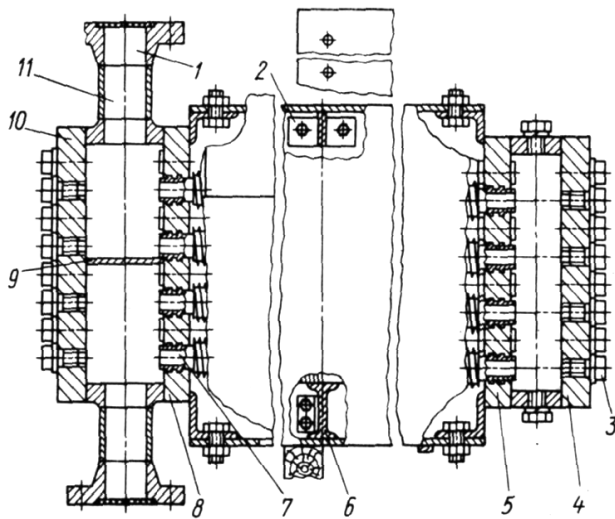


Рисунок 1.39. Схема однієї секції РВУ:

1 – патрубок підведення компримованого газу; 2 – стяжка; 3 – заглушка люка для огляду і очищення труби; 4 – задня кришка; 5 – задня трубна решітка; 6 – опора; 7 – теплообмінна труба; 8 – передня трубна решітка; 9 – перегородка в порожнині приймальної камери; 10 – передня кришка; 11 – патрубок відводу охолодженого газу

На рис.1.39 показана секція РВУ для охолодження газу. Газ надходить у передню камеру через патрубок (1), рухається трубами першого ходу, повертає в порожнині задньої камери, по трубах другого ходу повертається в передню камеру й виходить через патрубок (11). Труби (7) біметалічні, внутрішня труба сталева, а оребрена сорочка виготовлена з алюмінію АД-1. Ребра виконані гвинтовою накаткою. Трубні ґрати (5, 8) нерухомі. Для огляду і очищення кожної труби в кришках (4, 10) передбачені люки, закриті під час експлуатації заглушками (3).

1.13. Обшивальні теплообмінні апарати

В суднових замкнутих системах охолодження часто використовуються обшивальні апарати (рис. 1.40) (2), що представляють собою канали лабіринтного типу прямокутної форми, які прилягають із внутрішньої сторони до обшивання (3) корпусу судна. Гаряча прісна вода після енергетичної установки проходить канали (4) обшивального ТА і передає тепло забортній воді (1).

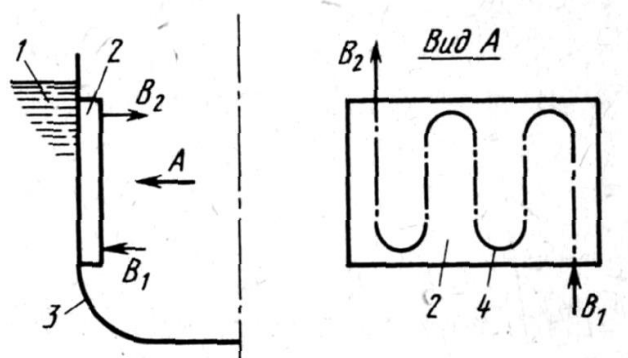


Рисунок 1.40. Схема обшивального ТА:
В₁, В₂, - вхід і вихід води

У цьому випадку не потрібний насос забортної води, зменшується ймовірність забруднення поверхні теплообміну мікро- і макроорганізмами, продуктами кристалізації розчинених у забортній воді солей, частками мулу, глини та інш., знижується ймовірність електрохімічної корозії та відпадає необхідність у протекторному захисті. Крім того, стає меншим шкідливий вплив на біологічне середовище рік, морів і океанів, якій характерен для традиційної розімкненої системи охолодження. Ефективна робота обшивального ТА забезпечується за умов швидкості судна 7...13 км/г. Перевагою обшивальних ТА є також низька вартість одиниці площі поверхні теплообміну (у 5 - 10 разів) ніж у кожухотрубчастих.

1.14. Тонкошарові теплообмінні апарати

При термообробці в'язких рідин у трубчастих або пластинчастих ТА коефіцієнти теплопередачі не перевищують $4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а теплові потоки, віднесені до площі поверхні теплопередачі, становлять $50 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Збільшити інтенсивність переносу теплоти можна шляхом поділу потоку в'язкої рідини на тонкі стійкі плівки товщиною кілька десятків мікрометрів у пристроях, що використовують принцип роботи упорних підшипників ковзання із секторними подушками (рис. 1.41).

На вал (1) ТА насаджені пласкі диски (2), які можуть самовстановлюватися, переміщаючись вздовж осі вала. Диски розміщуються між секторними камерами (3), що становлять єдину гідросистему. Зазор між

дисками і секторними камерами забезпечується проставками (5), які одночасно є патрубками, для відведення теплоносія. Для створення зазору клиноподібної форми секторні камери (3) мають скоси граней (6, 7) у тангенційному напрямку.

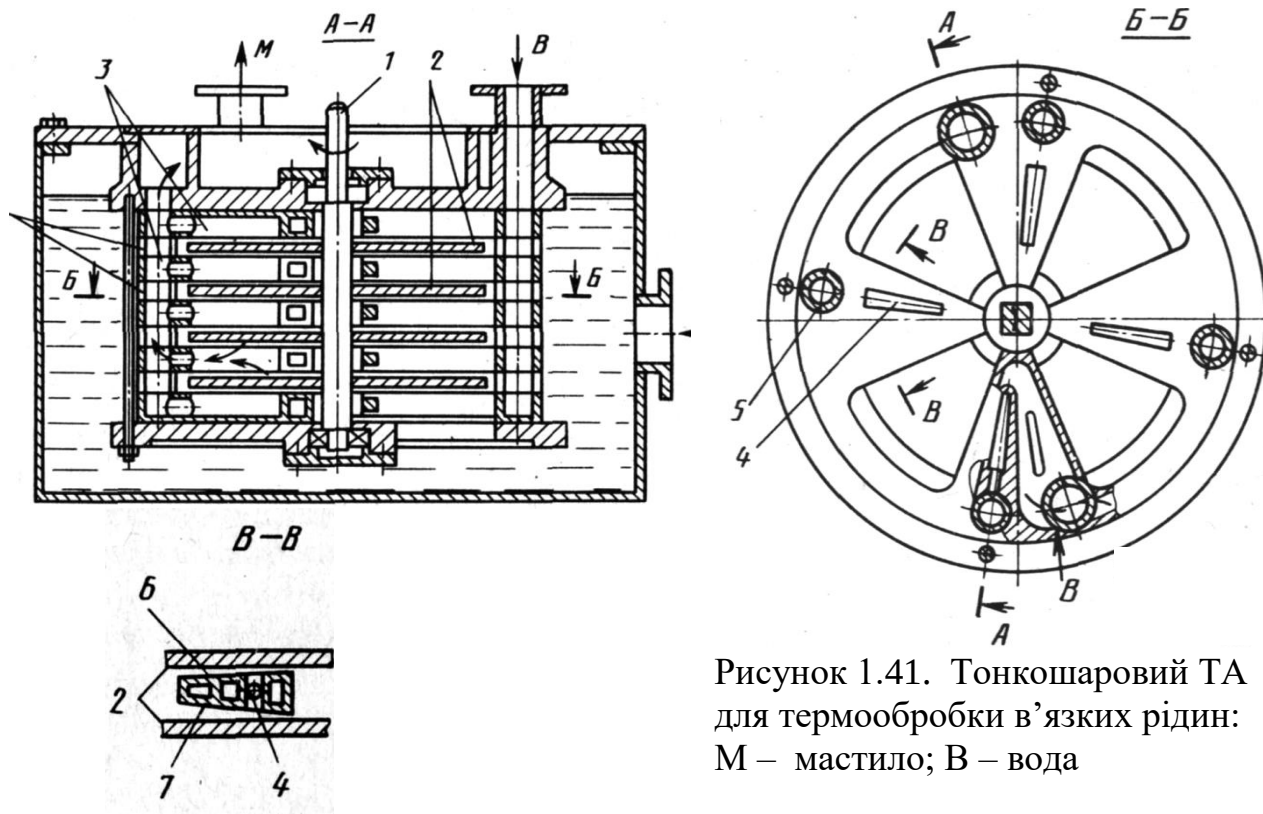


Рисунок 1.41. Тонкошаровий ТА для термообробки в'язких рідин: М – мастило; В – вода

При обертанні вала (1) охолоджуване мастило під дією сил в'язкого тертя зтягується обертовими дисками (2) у зазор клиноподібної форми між ними і камерами (3), утворюючи рідинну плівку товщиною 20...80 мкм. Одночасно через порожнини камер (3) протікає холодна вода, що відбирає теплоту від тонкої плівки мастила, у результаті чого температура мастила в зазорі клиноподібної форми значно знижується. При русі мастила в зазорі росте його тиск, внаслідок чого мастило видаляється із зони теплообміну через щілину (4) і патрубки в збірний колектор і далі в систему. Необхідна поверхня теплообміну формується з певного числа дисків (2) і камер (3). Мінімумально припустима лінійна швидкість руху подушок становить 4 м/с.

При однакових теплових потоках поверхнева густина теплового потоку в тонкошаровому охолоджувачі мастила більше, ніж у маслоохолоджувачі, який зібрано із плоских тонкостінних труб, приблизно в 11 разів, а площа теплопередачі менша приблизно в 16 разів. Також тонкошаровий апарат має істотну перевагу в габаритних розмірах, масі і опорі.

1.15. Зрошувальні трубчасті теплообмінники

Зрошувальні трубчасті теплообмінники застосовують для охолодження агресивних або термолабільних рідин. Залежно від призначення для зрошувальних теплообмінників застосовують труби, виготовлені із чавуну,

ферросиліду стали, титану і спеціальних сплавів. Зрошувальний теплообмінник (рис. 1.42) складається з верхнього зрошувального пристрою, декількох рядів горизонтальних труб, з'єднаних між собою калачами, і нижнього корита для зливу води. Теплообмінна секція труб закріплюється на металевому каркасі.

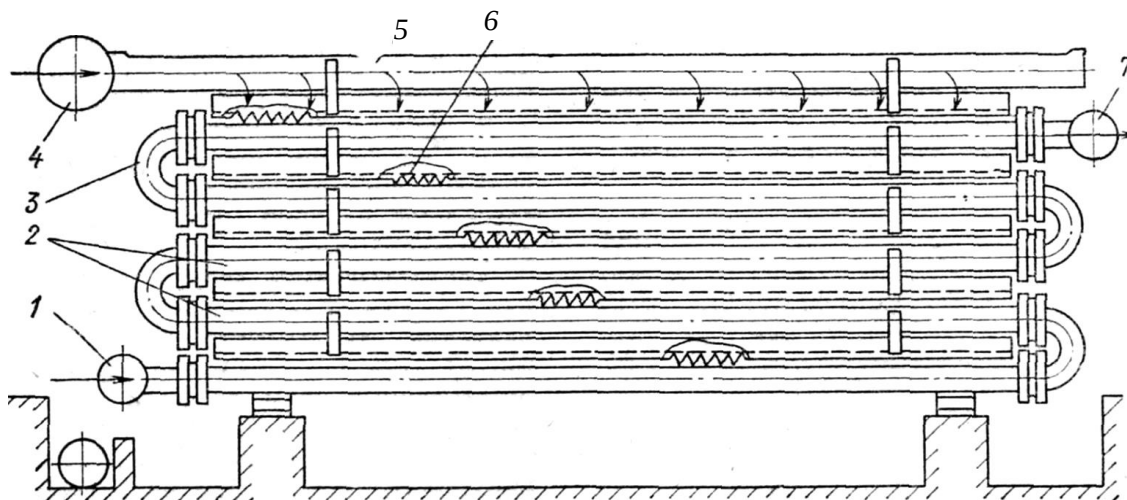


Рисунок 1.42. Зрошувальний теплообмінний апарат:

- 1 - патрубок для введення гарячого розчину; 2 - охолоджувальні труби;
3 - перепускні патрубки; 4 - патрубок для введення води; 5 - розподільна труба;
6 - розподільні лотки; 7 - патрубок для відведення охолодженого розчину

Рідина, що охолоджується, надходить у нижню трубу і видаляється з верхньої горизонтальної труби. Холодна вода потрапляє у верхній зрошувальний пристрій, з якого вона розподіляється верхньою охолоджувальною трубою. Вода розподіляється уздовж труби з таким розрахунком, щоб у процесі стікання, вона обмивала охолоджувальні труби одну за одною і потім зливалася в нижнє корито. Для створення більшої поверхні теплообміну зрошувальні теплообмінники виконують багатосекційними. Вони відрізняються простотою виготовлення, легкістю монтажу, очищення й експлуатації. В якості недоліку слід зазначити чутливість до змін температури навколишнього середовища, особливо в зимовий і літній періоди, а також можливість втрати води внаслідок розливів і випару.

1.16. Емальовані теплообмінники

Емальовані теплообмінники «посудина у посудині» (рис. 1.43) застосовують для нагрівання і охолодження агресивного середовища, наприклад, для конденсації пари, що виділяється при випарюванні розчинів кислот або рідин у процесі проведення хімічної реакції.

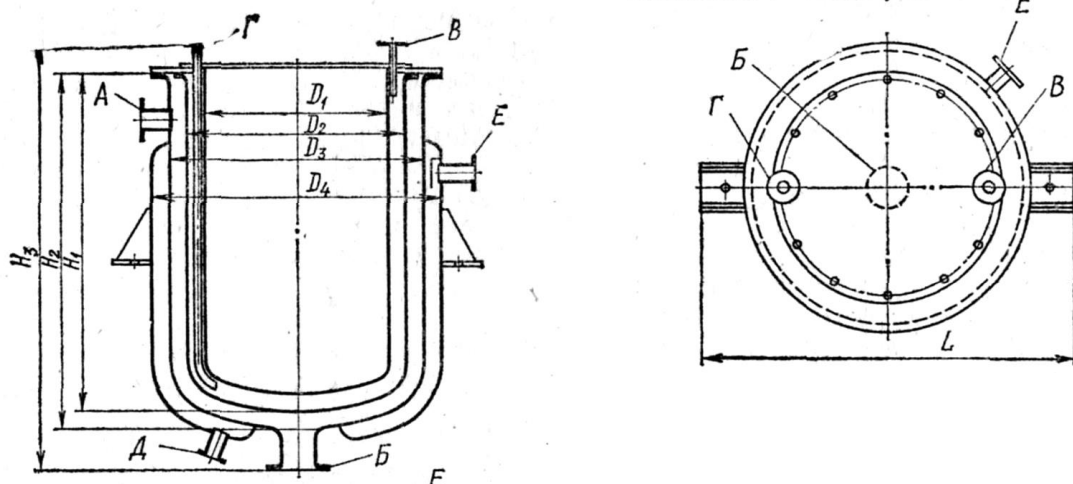


Рисунок 1.43. Теплообмінник «посудина у посудині»

Теплообмінник складається зі сталевого корпусу і склянки з приварними рубашками для охолодження водою. Внутрішня поверхня корпусу і зовнішня поверхня склянки покриваються кислотостійкою емаллю. Теплообмінники працюють під надлишковим тиском до 0,4 МПа і температурі від -30°C до $+200^{\circ}\text{C}$.

1.17. Теплообмінники з неметалевих матеріалів

Для охолодження або нагрівання агресивних рідких середовищ застосовуються теплообмінні апарати з неметалевих матеріалів, що є стійкими до впливу теплоносіїв: вуглеграфіту, фторопласту та інш.

Теплообмінники з вуглеграфітових матеріалів виготовляються двох видів: блокового та кожухотрубчастого (рис. 1.44).

Теплообмінні апарати з вуглеграфітових матеріалів блокового типу виготовляються зі штучного графіту, просоченого синтетичними смолами. Теплообмінники складаються із прямокутних блоків розмірами $350 \times 350 \times 350$ та $350 \times 350 \times 700$ мм. Кожен блок має просвердлені вертикальні канали для агресивного середовища і горизонтальні канали для холодного або гарячого теплоносія – пари, води. Сторонами блоків розташовуються розподільні кришки, які притискаються на прокладках за допомогою стяжних болтів. В якості прокладок застосовують теплостійку гуму, комбіновані прокладки з гуми і фторопласта, а також фторопластовий ущільнювальний матеріал, що витримують температуру агресивного середовища від -18°C до $+150^{\circ}\text{C}$. Робочий тиск гріючої пари – не більше 0,3 МПа.

Кожухотрубчасті теплообмінники складаються з вуглеграфітових труб, забитих на замазці в трубних ґратах, виготовлених з графіту. Трубки виготовляють з графітопластів марки АТМ, що представляють композицію здрібненого графіту та фенолформальдегідної смоли, придатної до формування труб на екструзійній машині.

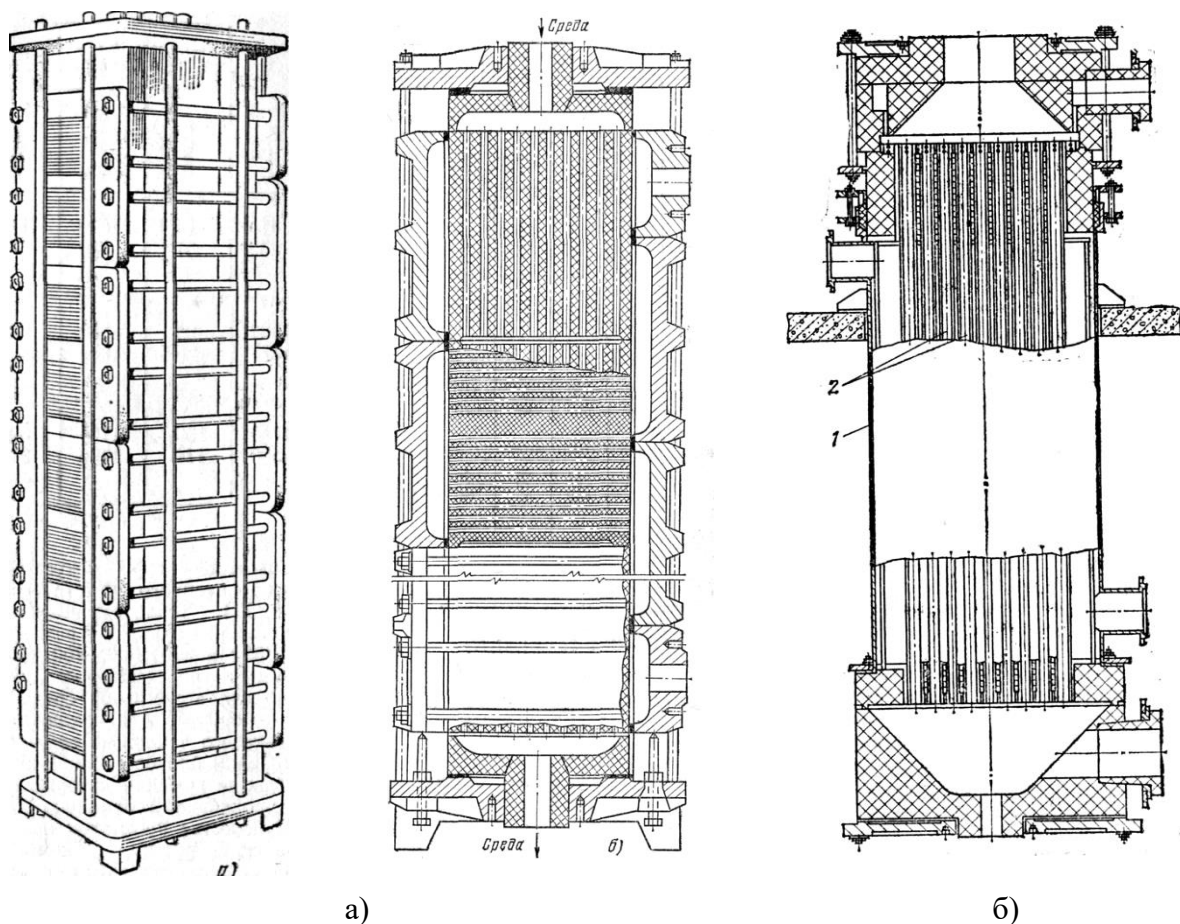


Рисунок 1.44. Теплообмінники з вуглеграфітових матеріалів:
блоковий (а) та кожухотрубчастий (б)

Для виготовлення теплообмінників застосовують труби із зовнішнім діаметром 42 мм і товщиною стінки 5 мм, що дозволяє працювати при внутрішньому тиску до 0,4 МПа.

Фторопластові теплообмінники (рис. 1.45) виготовляють з тонких фторопластових труб, кінці яких закріплені у круглих колекторах. Трубки скручуються і створюють трубні пучки різних конфігурацій. Нижче наведені деякі фторопластові теплообмінники виробництва "ПалоградХімМаш" (основні параметри див. табл. Б.12–Б.15. додатку Б).

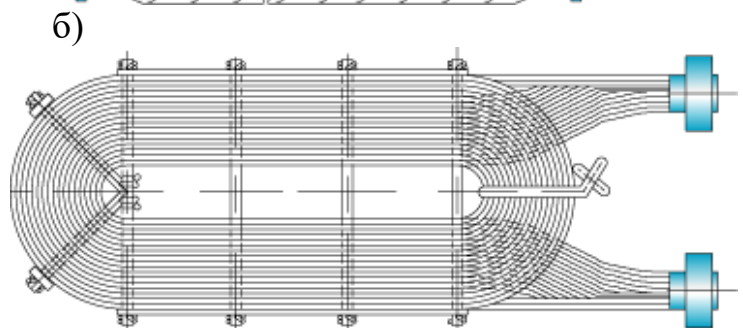
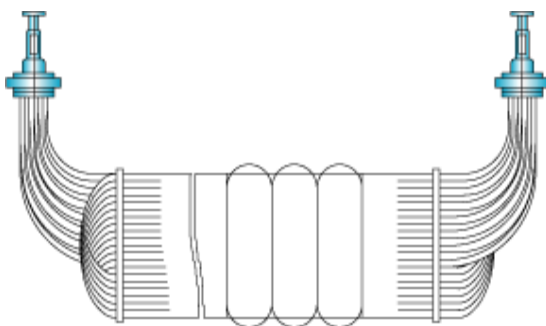
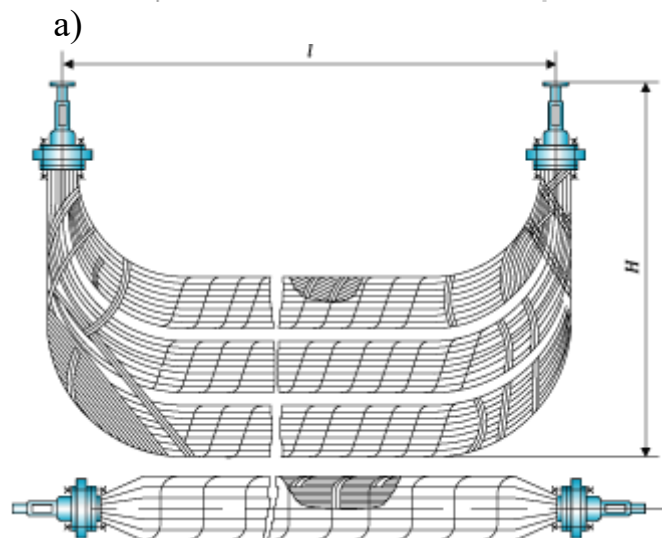
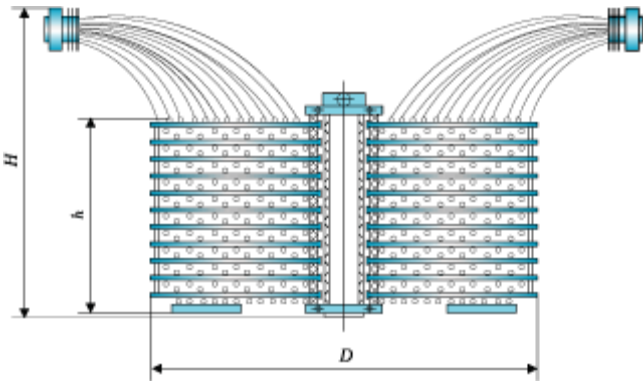
Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 1 (рис. 1.45, (а)) призначені для нагрівання, охолодження або конденсації високоагресивних особливо чистих середовищ у ємностях відкритого і закритого типу. Можуть застосовуватися в апаратах колонного типу для відводу тепла від парогазових і парорідинних потоків

Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 2 (рис. 1.45, (б)) призначені для охолодження або нагрівання корозійних розчинів у ємностях відкритого типу. Застосовуються в якості теплообмінників і холодильників у гальванічних ваннах.

Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 3 (рис. 1.45, (в)) призначені для охолодження або нагрівання високоагресивних розчинів у ємностях відкритого типу. Застосовуються для нагрівання і

охолодження ванн анодування та цинкування, нагрівачів ванн хромування, холодильників установок сірчаної кислоти.

Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П6,3-4Н-01, виконання 4 (рис. 1.45, (г)) призначені для нагрівання або охолодження високоагресивних середовищ і, особливо, чистих продуктів. Застосовується в якості теплообмінника в сірчаноокислотних ваннах.



в)

г)

Рисунок 1.45. Теплообмінники фторопластові

1.18. Секційні теплообмінники. Комплекси та ряди ТА

При зростанні кількості тепла, яке потрібно передати від одного теплоносія до іншого, необхідно збільшувати поверхню теплообміну. Цього

можна добитись збільшенням розмірів окремого теплообмінника або здійсненням процесу передачі тепла у декількох теплообмінниках.

Секційні теплообмінники складаються з декількох послідовно або паралельно з'єднаних секцій, у якості яких найчастіше використовуються теплообмінники: типу «труба у трубі»; кожухотрубчасті, пластинчасті (рис. 1.46).

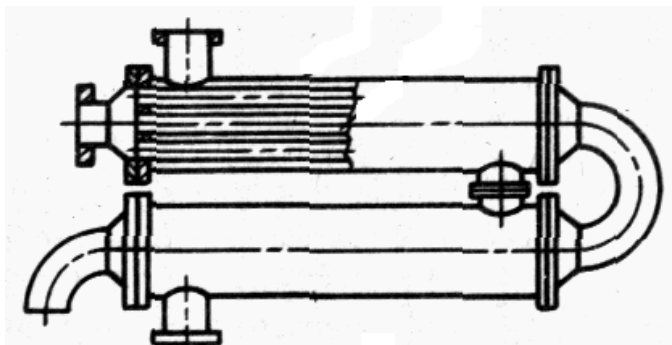
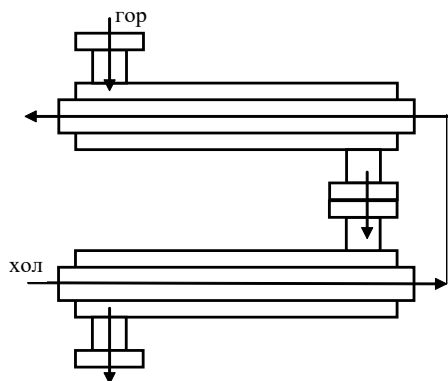


Рисунок 1.46. Секційні теплообмінники

Секційні апарати типу «труба в трубі» знаходять широке використання в різних галузях промисловості. Вони зручні для розміщення, з них можна легко скомпонувати апарат із потрібною поверхнею теплообміну. Шляхом послідовного або паралельного з'єднання секцій можливо отримати теплообмінник із різною площиною теплопередавальної поверхні та з різними схемами течії теплоносіїв.

У зв'язку з необхідністю одержання більших теплових потоків або, виходячи з технологічних умов, доводиться поєднувати ТА в комплекси та ряди. Усі комплекси та ряди ТА використовують ті ж самі теплоносії. Таким чином, структурна класифікація складних ТА буде наступною: елементи, апарати, ряди, комплекси, системи.

Елементом ТА називають частину поверхні теплообміну, для якої характерна елементарна схема струму (протитечія, прямотечія, однократна перехресна течія, змішаний струм).

Ряд ТА (рис. 1.47) складається із послідовно розміщених ТА з їх включенням за прямотечією, протитечією або паралельним включенням.

ТА зі складною схемою руху теплоносіїв теж можна представити як сукупність елементів, об'єднаних певним чином (у вигляді ряду). Наприклад, ТА з багаторазовою перехресною течією є сукупністю елементів, у кожному з яких реалізована однократна перехресна течія, і які з'єднані між собою з протитечією, прямотечією або паралельно.

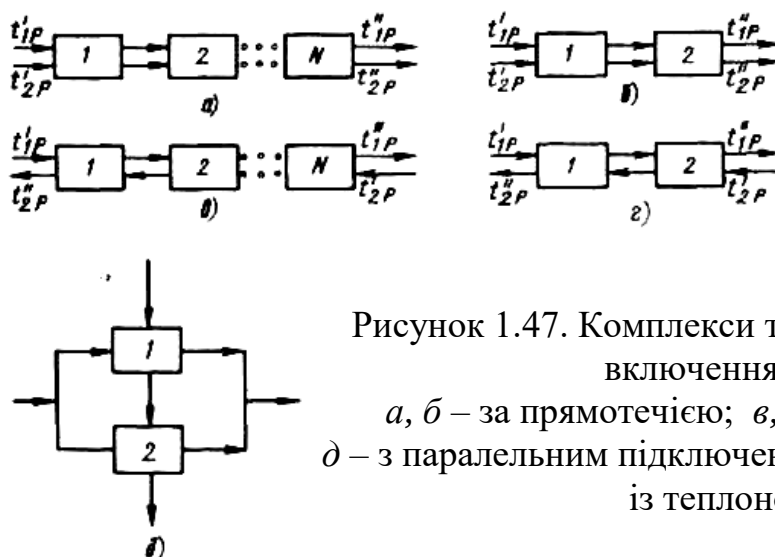


Рисунок 1.47. Комплекси та ряди та ТА з різним включенням ТА:

а, б – за прототечією; в, г – за протитечією;
д – з паралельним підключенням по контуру одного із теплоносіїв

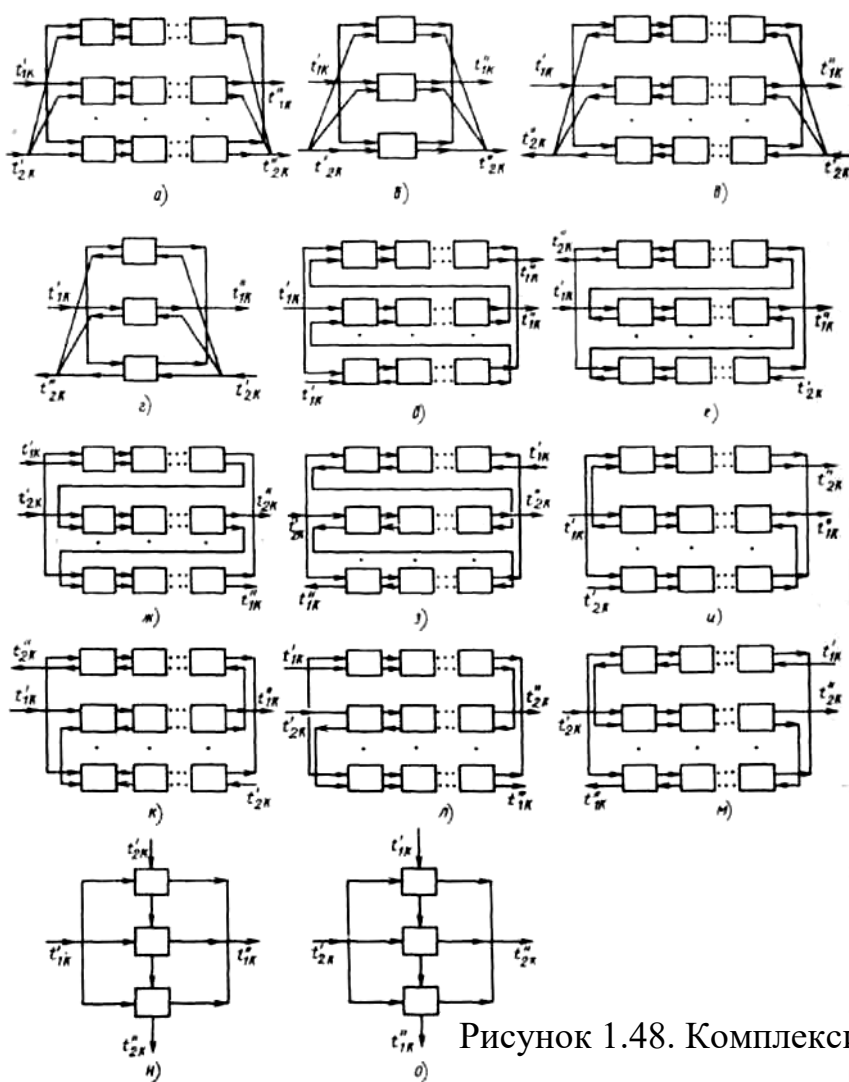


Рисунок 1.48. Комплекси ТА

Комплекс ТА (рис. 1.48) включає кілька рядів, при цьому з'єднання рядів по контуру одного з теплоносіїв може бути будь-яким. Системи ТА – сукупність рядів, комплексів, в яких використовуються різні теплоносії. Зв'язок ТА у комплексі може бути технологічним (хімічні, нафтохімічні виробництва) або територіальним (ТА підприємства, транспортної енергетичної установки)



РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

2.1 Типи розрахунків теплообмінних апаратів

Конструкції теплообмінних апаратів різноманітні, проте існують загальні методики теплотехнічних розрахунків, які застосовуються для визначення параметрів ТА. Звичайно при проектуванні теплообмінних апаратів виконують теплові, гідравлічні та механічні розрахунки.

Метою теплових розрахунків є визначення величини теплового потоку, що передається у теплообміннику, коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі, температур теплоносіїв на виході з нього або геометричних параметрів теплообмінника, які він повинен мати для передачі заданої кількості тепла, потрібної площі поверхні теплообміну або підбір стандартизованого апарату.

Гідравлічний розрахунок проводиться з метою визначення достатності тиску, яке утворюється насосами (компресорами) для подолання опорів, які виникають при русі потоку через апарат.

В механічному розрахунку апарата обґрунтовано вибирають матеріали для виготовлення елементів конструкції і проводять всі необхідні розрахунки на міцність, які підтверджують можливість безпечної і тривалої експлуатації ТА при заданих параметрах роботи (температура, тиск) і з урахуванням властивостей теплоносіїв.

За методикою проведення та результатами, що отримують, розрахунки можна поділити на наступні групи.

Термодинамічні розрахунки проводять з метою виявлення термодинамічної ефективності процесів переносу теплоти, визначення втрат енергії, ексергії, ексергетичного ККД і т.д. У деяких випадках до термодинамічних відносять розрахунки термодинамічних (теплофізичних) властивостей робочих тіл.

Конструкторські розрахунки виконуються на базі визначеної технологічної програми спеціалізованого підприємства і розроблених каталогів основних деталей. Відповідно до цих документів і заданим типом ТА за необхідності проводять конструктивні (компонувальні) розрахунки і розрахунки на міцність.

Проектні розрахунки проводять для визначення площі необхідної поверхні теплопередачі, а у випадку багатосекційних ТА — кількості їх секцій, схеми з'єднання секцій або апаратів між собою. Крім цього, при проведенні проектних розрахунків деталізують конструкцію ТА, яка збирається, як правило, зі стандартизованих або нормалізованих деталей, вузлів, секцій, апаратів, а також розраховують масові, габаритні, гідравлічні, економічні та інші показники ефективності ТА.

Проектно-конструкторські розрахунки на відміну від проектних орієнтовані на нестандартні ТА. Тому для цих розрахунків характерні ітераційні процедури, що використовують фрагменти проектних і конструкторських розрахунків.

Перевірочні розрахунки виконуються для визначення невідомих кінцевих температур або необхідних режимних параметрів (витрата, тиск, температура теплоносіїв) при відомій конструкції ТА та схемі течії теплоносіїв. У підсумку визначаються показники ефективності ТА.

Проектно-перевірочні розрахунки послідовно поєднують в одному розрахунковому циклі проектний (проектно-конструкторський) і перевірочний розрахунки. Вони виконуються, коли площа поверхні теплопередачі ТА, яка визначена в проектному розрахунку, збільшують з метою резервування або запасу, а також у випадку округлення розрахованих конструктивних розмірів до стандартних або встановлених нормами значень, що може привести до збільшення або зменшення площі проєктованого ТА.

Дослідницькі розрахунки виконують на основі проектних або перевірочних розрахунків для оптимізації термодинамічних, енергетичних, конструктивних або економічних показників ТА, а також з метою коригування рівнянь, що використані у реалізованій математичній моделі ТА за експериментальними даними, виявлення впливу різних фізичних величин або умов експлуатації на показники ефективності ТА, умови переносу теплоти і т.д. Як правило, при проведенні розрахункових досліджень виконуються десятки і сотні розрахунків за спеціальним планом, що розроблений відповідно до основних положень математичної теорії планування експерименту.

2.2 Розрахункові моделі ТА

При виконанні розрахунків теплообмінних апаратів, процеси, що в них протікають, описують за допомогою математичних функцій, що пов'язують між собою параметри теплоносіїв та теплообмінного апарату. Такий набір залежностей називаються математичними моделями теплообмінника. В залежності від рівня деталізації розрізняють моделі із зосередженими та розподіленими параметрами (рис. 2.1).

У моделях із зосередженими параметрами просторові зміни величин не аналізуються, теплофізичні властивості теплоносіїв і коефіцієнти тепловіддачі вважаються незмінними за всім об'ємом ТА. Моделі з розподіленими параметрами, на відміну від попередніх, враховують детальні зміни режиму переносу теплоти при русі теплоносіїв від однієї координати поверхні до іншої.

Моделі ТА із зосередженими параметрами простіші, ніж моделі зі розподіленими параметрами, але останні більш точні з методичної точки зору, оскільки дозволяють розглядати ТА як дуже велике число поєднаних між собою мікротеплообмінників, у межах елементів поверхонь яких або отриманих температурних перепадів теплофізичні властивості теплоносіїв можна із великою вірогідністю приймати постійними.

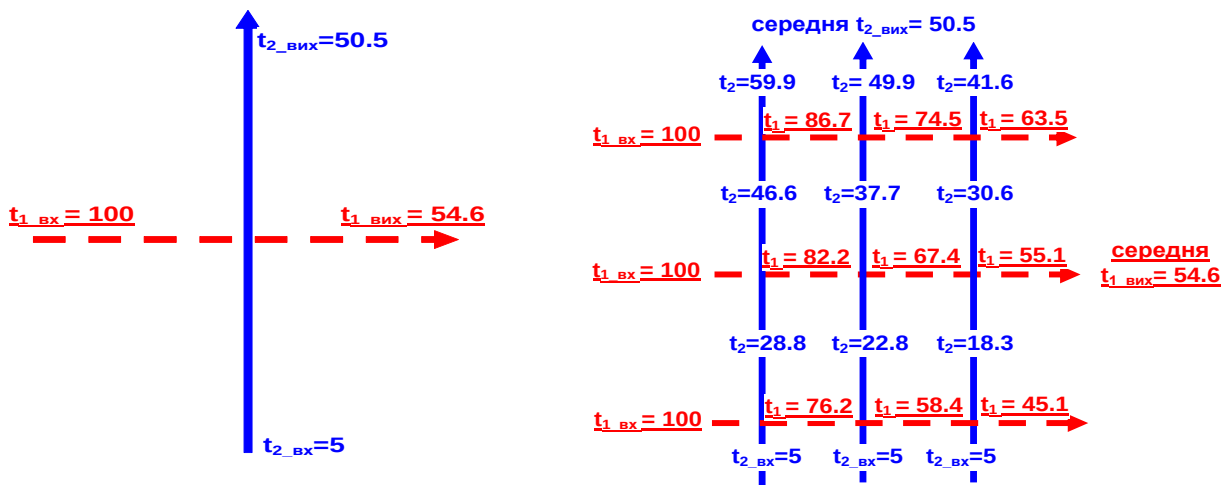


Рисунок 2.1. Модель ТА із зосередженими (а) та розподіленими (б) параметрами

Моделі з розподіленими параметрами використовують в інтервально-ітераційних розрахунках, що аналогічні чисельному інтегруванню диференціальних рівнянь теплопередачі і теплового балансу з граничними умовами, що змінюються в ході кожної ітерації. Найчастіше в алгоритм інтервально-ітераційних розрахунків закладені кінцево-різницеві процедури, відповідно до яких теплообмінна поверхня або температурний перепад розбивається на велику кількість елементів (інтервалів), розрахувати які за один прохід неможливо через невизначеність значень кінцевих температур елемента або його поверхні.

Моделі із зосередженими параметрами поширені в інтегральних розрахунках (розрахунках ТА в цілому), що необхідні на всіх стадіях проектування ТА. При конструюванні моделей із зосередженими параметрами встає проблема узгодження умовних значень середнього по поверхні коефіцієнта теплопередачі і середнього температурного напору, що вирішується шляхом відповідного розрахунку визначальних температур.

Моделі з розподіленими параметрами знаходять застосування при виконанні дослідницьких розрахунків для підвищення їхньої точності, а також у тих випадках, коли потрібно проаналізувати вплив зміни будь-якого параметра, наприклад, витрати теплоносія, перетином або довжиною ТА.

2.3 Теплові баланси теплообмінних апаратів

Тепловий розрахунок починається з визначення теплового навантаження апарату і витрат одного з теплоносіїв. **Теплове навантаження** — кількість теплоти, переданої від гарячого теплоносія до холодного.

У загальному випадку за відсутності втрат теплоти до навколишнього середовища рівняння теплового балансу виглядає наступним чином:

$$Q_{ТА} = Q_{г} = Q_{х} ,$$

де $Q_{ТА}$, [Вт] – кількість тепла, що передається у теплообміннику за 1 с;
 $Q_{Г}$, $Q_{Х}$, [Вт] – кількість тепла, що віддана гарячим теплоносієм та прийнята холодним теплоносієм за 1 с.

Рівняння теплового балансу з урахуванням втрат тепла виглядає наступним чином:

$$Q_{ТА} = Q_{Г} - Q_{втр} = Q_{Х},$$

де $Q_{втр}$ — втрати тепла від стінок апарата у навколишнє середовище.

Теплові втрати пропорційні зовнішній поверхні теплообмінників і обмежені її гранично допустимою температурою. Із практики відомо, що, зазвичай, теплові втрати складають 2-3 % кількості підведеного тепла. Їх можна враховувати коефіцієнтом $\eta_{втр} = 0,97...0,98$. Для компактних конструкцій величина теплових втрат значно менше і не досягає 1 % ($\eta_{втр} = 1$). Якщо втрати тепла не враховуються, то $\eta_{втр} = 1$.

Тоді:

$$Q_{ТА} = Q_{Г} \eta_{втр} = Q_{Х}.$$

В залежності від заданого процесу, рівняння теплових балансів мають різний вид.

Для підігрівачів (охолоджувачів). Якщо нагрів одного з теплоносіїв відбувається за рахунок охолодження другого теплоносія без змін їх агрегатного (фазового) стану, то рівняння теплового балансу мають вид:

$$\begin{aligned} Q_{Х} &= G_{Х} c_{Х} (t_{Х\text{ вих}} - t_{Х\text{ вх}}) \\ Q_{Г} &= G_{Г} c_{Г} (t_{Г\text{ вх}} - t_{Г\text{ вих}}) \end{aligned},$$

де $G_{Г}$ і $G_{Х}$ — масові витрати гарячого та холодного теплоносіїв (повітря, газів і т. д.), які не змінюють агрегатного стану;

$c_{Г}$ і $c_{Х}$, Дж/(кг °С) — теплоємності теплоносіїв;

$t_{Х\text{ вх}}$, $t_{Г\text{ вх}}$, $t_{Х\text{ вих}}$, $t_{Г\text{ вих}}$, °С — початкові і кінцеві температури теплоносіїв.

У цьому випадку витрата гріючого теплоносія виразиться як:

$$G_{Г} = \frac{G_{Х} c_{Х} (t_{Х\text{ вих}} - t_{Х\text{ вх}})}{c_{Г} (t_{Г\text{ вх}} - t_{Г\text{ вих}}) \eta_{втр}},$$

а холодного як:

$$G_x = \frac{G_\Gamma c_\Gamma (t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{\Gamma \text{ ВІХ}}) \eta_{\text{ВТР}}}{c_x (t_{x \text{ ВІХ}} - t_{x \text{ ВХ}})}.$$

Якщо нагрів одного з теплоносіїв відбувається за рахунок конденсації іншого (наприклад водяної насиченої пари), то

$$Q_\Gamma = D(i_{\text{ВХ}} - i_{\text{К}}),$$

де D , [кг/с] — кількість гріючої пари;

$i_{\text{ВХ}}$, [Дж/кг] — ентальпія гріючої пари (визначається з дод. Г, табл. Г.1);

$i_{\text{К}}$, [Дж/кг] — ентальпія конденсату.

Витрату гріючої пари можна виразити з рівняння теплового балансу:

$$D = \frac{G_x c_x (t_{x \text{ ВІХ}} - t_{x \text{ ВХ}})}{(i_{\text{ВХ}} - i_{\text{К}}) \eta_{\text{ВТР}}}$$

Для випарників. Випарники призначені для випаровування рідини (частіше всього води) із розчинів. Звичайно в якості гарячого теплоносія використовується насичена водяна пара. При цьому, насичена пара, нагріваючи розчин до стану кипіння і наступного інтенсивного випаровування, сама конденсується, тобто нагрів і охолодження теплоносіїв супроводжуються зміною їх агрегатного стану.

$$Q_\Gamma = D(i_{\text{ВХ}} - i_{\text{К}})$$

$$Q_x = Q_{x \text{ Н}} + Q_{x \text{ В}} + Q_{\text{ВТР}},$$

де $Q_{x \text{ Н}}$ тепло, витрачене на нагрівання холодного теплоносія до температури кипіння;

$Q_{x \text{ В}}$ — тепло, витрачене на випаровування киплячої рідини

$$Q_{x \text{ Н}} = G_x c_x (t'_x - t_{x \text{ ВХ}})$$

$$Q_{x \text{ В}} = G_x r,$$

де t'_x — температура кипіння холодного теплоносія;

r , Дж/кг — прихована теплота випарювання теплоносія.

Тоді витрата гріючої пари:

$$D = \frac{G_x c_x (t'_x - t_{x \text{ ВХ}}) + G_x r}{(i_{\text{ВХ}} - i_{\text{К}}) \eta_{\text{ВТР}}}$$

Для конденсаторів. У цих теплообмінниках відбувається конденсація парів теплоносія (частіше води), при цьому спочатку пари можуть охолоджуватись до стану насичення, а отриманий конденсат ще й переохолодитися нижче температури насичення. Тобто, гарячий теплоносій охолоджується зі зміною агрегатного стану. Тепло від гарячого теплоносія найчастіше відводиться холодною водою.

Таким чином:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma o} + Q_{\Gamma k} + Q_{\Gamma по} + Q_{втр},$$

де $Q_{\Gamma o}$ — тепло, яке виділяється при охолодженні перегрітих парів до насиченого стану;

$Q_{\Gamma k}$ — тепло, яке виділяється при конденсації насиченої пари;

$Q_{\Gamma по}$ — тепло, яке виділяється при охолодженні гарячої рідини до заданої температури.

$$Q_{\Gamma o} = G_{\Gamma} c_{p \Gamma} (t_{\Gamma вх} - t'_{\Gamma})$$

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} r$$

$$Q_{\Gamma по} = G_{\Gamma} c_{\Gamma} (t'_{\Gamma} - t_{\Gamma вих}),$$

де G_{Γ} — кількість гарячого теплоносія;

$c_{p \Gamma}$ — теплоємність для перегрітої пари при постійному тиску;

$t_{\Gamma вх}$ — температура перегрітої пари на вході до конденсатора;

t'_{Γ} — температура насичення пари при заданому тиску;

r — прихована теплота конденсації гарячого теплоносія;

c_{Γ} — теплоємність рідкого гарячого теплоносія;

$t_{\Gamma вих}$ — температура переохолодженої рідини на виході з конденсатора.

Якщо охолоджувальна вода подається в міжтрубний простір і зовнішні стінки апарата мають температуру, яка мало відрізняється від температури навколишнього середовища, то теплові втрати не враховують внаслідок їх малості.

Витрата охолоджувальної води визначається з рівняння теплового балансу за формулою

$$G_x = \frac{[G_{\Gamma} c_{p \Gamma} (t_{\Gamma вх} - t'_{\Gamma}) + G_{\Gamma} r + G_{\Gamma} c_{\Gamma} (t'_{\Gamma} - t_{\Gamma вих})] \eta_{втр}}{c_x (t_{x вих} - t_{x вх})}$$

2.4 Проектний тепловий розрахунок ТА

В основу проектного теплового розрахунку ТА покладені наступні основні рівняння:

1. Рівняння теплового балансу (див. п. 2.3)
2. Рівняння теплопередачі (метод розрахунку за $\Delta t_{\text{сер}}$)

$$Q_{\text{ТА}} = k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} \cdot \Delta t_{\text{сер}} \cdot \eta_{\text{втр}} = k_{\text{х}} \cdot F_2 \cdot \Delta t_{\text{сер}},$$

де k , [Вт/(м² К)] – коефіцієнт теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного, віднесений до площі поверхні теплообміну з боку одного з теплоносіїв;

F , [м²] – площа поверхні теплообміну з боку одного з теплоносіїв;

$\Delta t_{\text{сер}}$, [°С] – середній температурний перепад між теплоносіями.

2. Рівняння витрати:

$$G_{\text{х}} = \rho_{\text{х}} \cdot w_{\text{х}} \cdot S_{\text{х}}$$

$$G_{\Gamma} = \rho_{\Gamma} \cdot w_{\Gamma} \cdot S_{\Gamma},$$

де G , [кг/с] – витрата теплоносія;

ρ , [кг/м³] – густина теплоносія;

w , [м/с] – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника;

S , [м²] – площа вільного перетину каналів теплообмінника для проходу теплоносія.

Вихідними даними для розрахунку теплообмінника є:

- температури теплоносіїв на вході та виході з теплообмінного апарату;
- витрати теплоносіїв (або одного теплоносія, тоді витрата другого визначається з рівняння теплового балансу).

Результатом розрахунку є:

- площа поверхні теплообміну;
- площі для проходу теплоносіїв і габаритні розміри теплообмінника;
- кількість теплообмінних елементів (труб, пластин) у теплообміннику.

Приблизний порядок розрахунку:

- вибирається тип конструкції теплообмінного апарату, тип поверхні теплообміну і її геометричні характеристики (якщо не задані);
- розраховуються теплофізичні властивості теплоносіїв;
- визначається кількість теплоти, яка передана в ТА (за рівнянням теплового балансу);
- з рівняння теплового балансу визначається витрата другого теплоносія (якщо не задана);
- визначається середній температурний перепад;
- задаються швидкості теплоносіїв;
- визначаються коефіцієнти тепловіддачі;
- визначається коефіцієнт теплопередачі;
- визначається площа поверхні теплообміну (за формулою 2);
- за необхідності, уточнюються значення швидкостей теплоносіїв і розрахунок повторюється ;

- визначаються площі для проходу теплоносіїв (за формулою 3);
- визначаються розміри основних елементів теплообмінника та його габаритні розміри.

2.5 Повірочний тепловий розрахунок ТА

В основу перевірного теплового розрахунку ТА покладені наступні основні рівняння:

1. Рівняння теплового балансу (див. п. 2.3);
2. Замість рівняння теплопередачі

$$Q_{ТА} = k_{Г} \cdot F_{Г} \cdot \Delta t_{сер} \cdot \eta_{втр} = k_{Х} \cdot F_{2} \cdot \Delta t_{сер}$$

використовують рівняння

$$Q_{ТА} = \varepsilon_{те} \cdot W_{min} \cdot (t_{Г\text{ вх}} - t_{Х\text{ вх}}),$$

де $\varepsilon_{те}$ – ефективність теплообмінного апарата;

W_{min} , [Вт/°С] – мінімальний з двох водяних еквівалентів.

$$W_{Х} = G_{Х} c_{Х} = \frac{Q_{Х}}{(t_{Х\text{ вих}} - t_{Х\text{ вх}})} - \text{водяний еквівалент холодного теплоносія і}$$

$$W_{Г} = G_{Г} c_{Г} = \frac{Q_{Г}}{(t_{Г\text{ вх}} - t_{Г\text{ вих}})} - \text{водяний еквівалент гарячого теплоносія}$$

Чисельно величина водяного еквіваленту W визначає кількість води, яка за теплоємністю пропорційна теплоємності масової витрати теплоносія в одиницю часу.

Цей метод називається розрахунком за ε -NTU.

3. Рівняння витрати:

$$G_{Х} = \rho_{Х} \cdot w_{Х} \cdot S_{Х}$$

$$G_{Г} = \rho_{Г} \cdot w_{Г} \cdot S_{Г}$$

Вихідними даними для розрахунку теплообмінника є:

- площа поверхні теплообміну;
- площі для проходу теплоносіїв і габаритні розміри теплообмінника;
- кількість теплообмінних елементів (труб, пластин) у теплообміннику;
- температури теплоносіїв на вході в теплообмінний апарат;
- витрати теплоносіїв.

Результатом розрахунку є:

- температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарату.

Приблизний порядок розрахунку:

- розраховуються теплофізичні властивості теплоносіїв;
- визначаються швидкості теплоносіїв (за формулами 3);
- визначається коефіцієнт теплопередачі;
- розраховується значення ефективності теплообмінника;
- визначається кількість теплоти, передана в теплообміннику (за формулою 2);
- визначаються температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата (за рівнянням теплового балансу).

2.6 Теплова ефективність теплообмінних апаратів

За ефективність теплообмінного апарату ε приймають відношення дійсно переданого тепла до тепла, яке теоретично можливо передати в ідеальному ТА (з безкінечною площею теплообмінної поверхні), при цьому теплоносій з меншим водяним еквівалентом нагрівається або охолоджується до температури другого теплоносія.

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{ТА}}}{Q_{\text{max}}}$$

На рис. 2.2 показана зміна температури в ідеальному ТА з нескінченно великою площею поверхні теплообміну. Для простоти взято варіант, в якому гарячий теплоносій переходить через фазове перетворення та має постійну температуру.

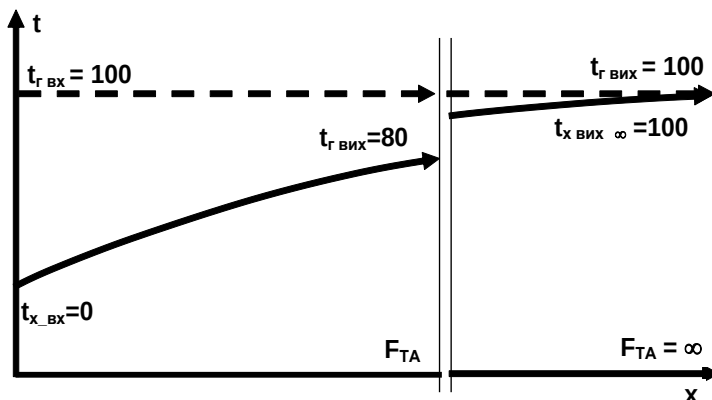


Рисунок 2.2. Зміна температур в ідеальному ТА з нескінченно великою площею поверхні теплообміну (гарячий теплоносій переходить через фазове перетворення)

В даному випадку гарячий теплоносій має максимальний водяний еквівалент (його температура не змінюється), а холодний теплоносій має мінімальний водяний еквівалент. При нескінченно великій площі теплообмінної поверхні температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника дорівнюватиме температурі гарячого теплоносія, тепло, передане у теплообміннику буде, максимальною (Q_{max}) і $\varepsilon = 1$. В реальному теплообміннику величина площі поверхні теплообміну має обмежене значення,

тому температура холодного теплоносія буде менше температури гарячого, а отже $Q_{TA} < Q_{max}$ і $\varepsilon < 1$.

Якщо відомі початкові та кінцеві температури теплоносіїв, то ефективність розраховують за формулою:

$$\varepsilon = \frac{W_x \cdot (t_{x \text{ ВИХ}} - t_{x \text{ ВХ}})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{x \text{ ВХ}})} = \frac{W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{x \text{ ВИХ}})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{x \text{ ВХ}})}.$$

Якщо кінцеві температури теплоносіїв невідомі (випадок перевірного розрахунку ТА), то ефективність розраховують за формулами, які зв'язують ε з NTU (кількість одиниць переносу теплоти).

Величину NTU розраховують за формулою:

$$NTU = k F / W_{\min} = \Delta t_{W\min} / \Delta t_{\text{сеп}},$$

де $\Delta t_{W\min}$ - різниця початкової і кінцевої температур того теплоносія, який має найменший водяний еквівалент.

Кожна схема течії теплоносія має свою (відмінну від інших) формулу для розрахунку ефективності ε через NTU та $\bar{W}$ ($\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$) (табл. 2.1.).

Таблиця 2.1.

Функції $\varepsilon = f(NTU, \bar{W})$ для простих схем руху теплоносіїв

Схема руху теплоносіїв	Розрахункова формула	
	$0 < \bar{W} < 1$	$\bar{W} = 1$
Протитечія	$\frac{1 - e^{-NTU(1-\bar{W})}}{1 - \bar{W}e^{-NTU(1-\bar{W})}}$	$\frac{NTU}{1 + NTU}$
Прямотечія	$\frac{1 - e^{-NTU(1+\bar{W})}}{1 + \bar{W}}$	$\frac{1 - e^{-2NTU}}{2}$
Перехрестна течія:		
перемішуються теплоносії з $W_{\min}$	$1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU \cdot \bar{W}}\right) \frac{1}{\bar{W}}}$	$1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU}\right)}$
перемішуються теплоносії з $W_{\max}$	$\frac{1}{\bar{W}} \left(1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU \cdot \bar{W}}\right)}\right)$	$1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU}\right)}$
обидва теплоносія перемішуються	$\frac{NTU}{\frac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \frac{NTU \cdot \bar{W}}{1 - e^{-NTU \cdot \bar{W}}} - 1}$	$\frac{1 - e^{-NTU}}{2}$

теплоносії не перемішуються	$\frac{1 - e^{-NTU(1-\bar{W})}}{1 - \bar{W}e^{-NTU(1-\bar{W})}} \times$ $\times \left[1 - 0.115\bar{W} \frac{NTU}{1 + NTU} (2 - \bar{W}) \right]$	$\frac{NTU}{1 + NTU} \times$ $\times \left[1 - 0.115\bar{W} \frac{NTU}{1 + NTU} \right]$
або	$1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU^{0.78}\bar{W}}\right) NTU^{0.22} \frac{1}{\bar{W}}}$	$1 - e^{-\left(1 - e^{-NTU^{0.78}}\right) NTU^{0.22}}$

Окрім функцій $\varepsilon = f(NTU, \bar{W})$ для різних схем руху теплоносіїв використовують графічні залежності ε від NTU і $\bar{W}$, які представлені на рис. 2.3.

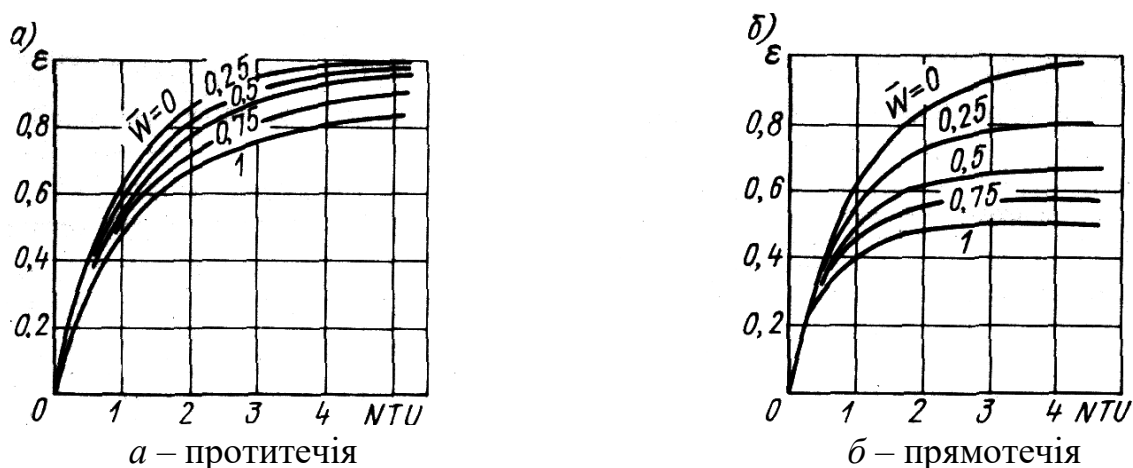


Рисунок 2.3. Залежність ефективності теплообмінника від NTU і $\bar{W}$ для протитечії (а) та прямотечії (б)

Розрахунок схем з багатократною перехресною течією із загальною протитечією виконують за залежністю:

$$\varepsilon_{\text{бх}} = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{\text{пх}} \cdot \bar{W}}{1 - \varepsilon_{\text{пх}}} \right)^n}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{\text{пх}} \cdot \bar{W}}{1 - \varepsilon_{\text{пх}}} \right)^n - \bar{W}},$$

де $\varepsilon_{\text{пх}}$ – ефективність одного перехресного ходу, яка розраховується за однією з вище приведених формул.

2.7 Теплоносії. Теплофізичні властивості теплоносіїв

Вибір теплоносіїв для здійснення теплообміну в апаратах визначається рядом умов: технологічним процесом, призначенням і характером теплового процесу (нагрівання, охолодження, випарювання, конденсація і т. інш.),

конструкцією теплообмінного апарату, теплофізичними, хімічними та експлуатаційними властивостями теплоносіїв, економічними міркуваннями, тощо.

Для нагрівання середовищ найчастіше застосовують водяну пару, воду, димові гази і спеціальні рідини, що киплять за високих температур.

В якості теплоносіїв для охолодження (холодоносіїв) в області позитивних температур найбільш часто використовують воду і повітря, при більш низькій температурі – холодильні розчини (розсоли, розчини NaCl, KCl у воді та інш.), холодоагенти (хладони, аміак та інш.), а при дуже низьких температурах — криогенні рідини (рідкі азот, кисень, повітря, водень, гелій).

Теплоносії повинні відповідати наступним вимогам:

- бути хімічно стабільними, не вступати у взаємодію з матеріалом теплообмінника, не спричиняти корозійного та ерозійного впливу на матеріал, не повинні утворювати вибухонебезпечних сумішей при змішуванні з іншими теплоносіями та доквіллям;

- забезпечувати досить інтенсивний теплообмін у ТА, маючи високу теплоємність і малу в'язкість;

- мати достатню термостійкість;

- відрізнятися малою хімічною токсичністю;

- мати високі температури кипіння (якщо це потрібно за технологічним процесом) і спалахування;

- бути зручними в транспортуванні, зберіганні та заправленні;

- бути безпечними в експлуатації.

- бути доступними і мати невисоку вартість.

Існуючі теплоносії всім вимогам одночасно не відповідають.

Теплоносії, що використовуються в теплообмінних апаратах, теплотехнологічних і енергетичних установках, розділяються за агрегатним станом на тверді, рідкі і газоподібні.

Тверді теплоносії. Найчастіше застосовуються у вигляді кульок діаметром 8–12 мм або більш дрібних зернистих фракцій зі сталі, чавуну, кремнезему, карборунду, каоліну, окислів алюмінію, магнію, цирконію. Застосовуються у високотемпературних процесах нафтопереробної, металургійної та інших галузей промисловості для нагрівання газів, перегріву водяної пари і парів органічних рідин до температур 1000—2000°C.

Тверді жаростійкі теплоносії отримали застосування в теплообмінниках з нерухомим, падаючим або псевдокиплячим шаром.

Рідкі теплоносії. До них відносяться звичайна і важка вода, мінеральні мастила, дифеніл, дифеніловий ефір, дифенільна суміш (даутерм), кремнійорганічні з'єднання (силікони), розплави металів, сплавів і солей (ртуть, свинець, літій, калій, натрій, нітрит-нітратна суміш та інш.).

Газові теплоносії. До них відносяться наступні теплоносії: повітря, димові гази, азот, вуглекислий газ, двоокис сірки, водень, гелій, а також пари води чи інших речовин.

При температурах, що перевищують 2000°C, застосовуються *іонізовані гази* – так звана низькотемпературна плазма.

Теплообмін між теплоносіями і теплообмінною поверхнею істотно змінюється в залежності від фізичних властивостей і параметрів рухомих середовищ, а також від гідродинамічних умов руху. Фізичні параметри теплоносіїв залежать від температури і тиску та визначаються за довідниковою літературою в залежності від вибраних характерних температури та тиску середовища.

В якості характерної температури найчастіше використовується середня температура середовища $t_{\text{сер}}$, °C, яка приблизно визначається як середнє арифметичне початкової $t_{\text{п}}$ і кінцевої $t_{\text{к}}$ температур:

$$t_{\text{сер}} = 0,5(t_{\text{п}} + t_{\text{к}}).$$

Аналогічним чином визначається і середній тиск теплоносія.

При цьому важливо пам'ятати, що в різних методиках розрахунку теплообміну можуть використовуватися різні характерні температури і тиски (наприклад, температура теплоносія на стінці каналу).

З теплофізичних властивостей теплоносіїв найбільш важливими є ті, які визначають інтенсивність тепловіддачі в каналах ТА, а саме густина, в'язкість, теплоємність, теплопровідність, температура кипіння, прихована теплота випаровування або конденсації і інш.

Густина (ρ , кг/м³). Теплоносії, що мають велику густину, як правило, дають можливість переносити теплоту в більших кількостях за малих власних температурних перепадів. Для їх руху не потрібні канали великих розмірів в апаратах і трубопроводах, та великі ємності для їхнього зберігання. З цієї точки зору, гази, як теплоносії, найменш вигідні, а вода має значні переваги в порівнянні з теплоносіями меншої густини, наприклад, з повітрям або парою.

Значний вплив на густину здійснює температура. Густина газів також прямо пропорційна тиску.

Теплоємність (С, Дж/К). Теплоносії з великою теплоємністю акумулюють багато теплоти в малій кількості маси, чим досягаються зниження витрат теплоносія, економія енергії на його транспортування, зменшення витрат на трубопроводи і ємності для зберігання теплоносіїв. Вода, що має велику теплоємність, вигідно відрізняється від інших рідин, металів і газів. Теплоємність в основному залежить від температури. Вплив тиску на теплоємність варто враховувати за його високих показників.

Використовують наступні види питомої теплоємності (віднесеної до одиниці речовини)

- питома масова теплоємність c , Дж/(кг К);
- питома об'ємна теплоємність $c_v = \text{Дж}/(\text{м}^3 \text{ К})$;
- питома мольна теплоємність $c_{\mu} = \text{Дж}/(\text{моль К})$.

Для газів слід також розрізняти теплоємності, що визначаються для конкретних типів процесів (наприклад, ізобарна, ізохорна).

Густина і теплоємність є досить важливими показниками. Теплоносії більше високої густини і теплоємності дозволяють за невеликих перепадів температур між стінкою і рідиною відвести або підвести більші теплові потоки.

Теплопровідність (λ , Вт/(м·К)). Істотно впливає на інтенсивність тепловіддачі. Чим більше теплопровідність теплоносія (за інших рівних умов), тим вище коефіцієнт тепловіддачі в каналі ТА. Рідкі метали, що характеризуються високою теплопровідністю, мають переваги в порівнянні з водою та газовими теплоносіями, в яких теплопровідність невелика.

Теплопровідність в основному залежить від температури. Вплив тиску на теплопровідність варто враховувати за високих значень тиску.

В'язкість. Залежить від хімічної природи теплоносія, тиску і температури. Вона істотно впливає на теплообмін і гідравлічний опір. При високій в'язкості за інших рівних умов затримується перехід від ламінарного до турбулентного режиму руху рідини. В'язкість сильно залежить від температури і з її збільшенням знижується.

Розрізняють кінематичну (μ , Па·сек) і динамічну (ν , м²/сек) в'язкості, які між собою пов'язані залежністю

$$\mu = \rho \nu.$$

Динамічна в'язкість в основному залежить від температури. Вплив тиску на динамічну в'язкість варто враховувати за високих значень тиску. Для газів кінематична в'язкість залежить також і від тиску. Слід відзначити, що для деяких теплоносіїв (наприклад, мастил) динамічна в'язкість теж залежить від тиску.

Число Прандтля (Pr) – комплекс теплофізичних величин. Характеризує теплофізичні властивості теплоносіїв і є однією з найважливіших їх характеристик.

$$Pr = \rho \nu C / \lambda = \mu C / \lambda$$

Для повітря та газів число $Pr < 1$.

Для води число $Pr = 13,67 \dots 1$ в залежності від температури (від 0 до 180 °С).

У рідких палив, масел, кремнійорганічних сполук та інших речовин $Pr = 100 \dots 65000$.

У рідких металів $Pr \ll 1$.

Зі збільшенням температури число Pr звичайно зменшується.

Теплота паротворення (кипіння). Має важливе значення при теплообміні з фазовими перетвореннями — кипінням або конденсацією, її величина визначає витрату теплоносія, а сталість температури при фазовому перетворенні сприяє стабільності процесу в апараті.

Температура кипіння теплоносія визначає його тиск у процесі передачі теплоти. Температура кипіння теплоносія в більшості випадків повинна бути

порівняно високою. У цьому випадку для підтримки теплоносія в рідкому стані не потрібно помітного підвищення тиску. Кращим є такий теплоносій, температура кипіння якого є високою. З підвищенням температури кипіння тиск насичення пари зростає не різко. Малі тиски теплоносія в теплообміннику дозволяють мати тонкостінні апарати і трубопроводи, тобто полегшують теплообмінний пристрій, зменшують його вартість, розширюють можливість застосування дешевих конструкційних матеріалів, спрощують підтримку герметичності в установках.

Температура плавлення. Температура плавлення теплоносія повинна бути низькою, щоб в умовах доквілля теплоносій не твердів і у разі зупинки теплообмінника залишався в рідкому стані. Якщо ж температура плавлення теплоносія перевищує 20°C, то можливо застигання його до твердого стану при зупинці всієї технологічної системи. Експлуатація таких систем можлива тільки при спорудженні спеціальних обігрівальних пристроїв для апаратів і трубопровідних комунікацій.

Точність результатів теплового розрахунку ТА багато в чому залежить від надійності визначення теплофізичних властивостей теплоносіїв. При розрахунках використовують три методи оцінки теплофізичних параметрів:

- програмування певної методики розрахунку параметрів;
- інтерполяція по вузлових точках таблиць, уведених у пам'ять;
- аналітичне подання табличних даних у вигляді функцій однієї, двох або декількох змінних.

Методики точного визначення теплофізичних властивостей звичайно досить складні і громіздкі, їх рідко використовують при розрахунках ТА. Найпоширеніші другий і третій методи визначення теплофізичних параметрів. Для інтерполяції параметрів за вузловими крапками таблиць теплофізичних властивостей необхідно мати спеціальні підпрограми інтерполяції. Теплофізичні властивості деяких теплоносіїв наведені у додатку Г, конструкційних матеріалів, що використовуються при виробництві теплообмінників – у додатку Д.

2.8 Основні положення вибору геометричних розмірів каналів теплообмінних апаратів

В якості величин, що характеризують розміри каналів найчастіше використовують:

- для трубчастих теплообмінників – діаметри труб та їхні кроки в пучку;
- для пластинчастих теплообмінників – розміри комірок, відстань між пластинами;
- для теплообмінників із сітчастою матрицею – розміри осередків сітки;
- для теплообмінників з оребреною поверхнею – (додатково) довжина і крок ребер.

Величина розмірів каналів ТА впливає на:

- тепловіддачу (при зменшенні розміру - збільшується);
- опір (втрати тиску) – збільшується;
- розміри – зменшуються;
- забруднення каналів – збільшується;
- технологічність – при зменшенні розмірів ускладнюється

виготовлення;

- експлуатація – ускладнюється;
- надійність, довговічність апаратів – може знизитися.

При збільшенні товщини стінок каналів:

- погіршується тепловіддача (у більшості випадків – незначно, залежить від матеріалу матриці);
- зростає опір;
- зростає маса і габарити теплообмінника;
- підвищується надійність (апарат може протистояти більшим перепадам тисків між теплоносіями).

Виходячи з цього, геометричні характеристики поверхонь теплообміну виконують порівнянням декількох конструкцій теплообмінних апаратів, при цьому потрібно враховувати наступні фактори:

- допустимі втрати тиску при проходженні теплоносіїв крізь поверхню теплообміну;
- забезпечення потрібного запасу міцності елементів теплообмінних апаратів;
- можливості існуючих технологій виготовлення теплообмінників;
- температури теплообмінних матриць та елементів конструкції теплообмінників не повинні перевищувати максимально допустимого для їх матеріалу. Бажано також мати деякий запас із температури (наприклад, не менший ніж 10...20 °C);
- імовірності забруднення поверхні.

В спеціальній літературі існують рекомендації щодо вибору раціональних значень геометричних характеристик поверхонь теплообміну в залежності від призначення теплообмінного апарату, його конструкції, роду теплоносіїв. Наприклад, у п. 1.4 приведені рекомендації з вибору розмірів труб теплообмінних апаратів, а у п. 1.5 – з вибору оребрень. Під час проєктних робіт ці величини можуть уточнюватись.

2.9 Основні положення вибору швидкостей теплоносіїв

При конструюванні теплообмінної апаратури зазвичай вибирають такі швидкості теплоносіїв, які забезпечують економічно вигідні коефіцієнти тепловіддачі і гідравлічні опори.

Вибір оптимальної швидкості має велике значення для якісної роботи теплообмінного апарату, так як збільшення швидкостей теплоносіїв приводить

до інтенсифікації теплообміну (зростають коефіцієнти тепловіддачі) і зменшенню поверхні нагріву, тобто апарат стає компактніше, проте при цьому значно зростають гідравлічні опори і, природно, збільшується витрата електроенергії на перекачування теплоносія, а також виникає небезпека гідравлічного удару і вібрації труб. Тому часто буває необхідно зробити техніко-економічний розрахунок для вибору найвигідніших швидкостей теплоносіїв.

Вибір швидкостей теплоносіїв і розмірів каналів ґрунтується на:

- положеннях нормативної документації;
- рекомендаціях довідкової літератури;
- результатах експлуатації раніше розроблених ТА (проектування за прототипом);
- результатах оптимізаційних розрахунків ТА;
- реальних технічних досягненнях.

Зазвичай, мінімальне значення швидкості теплоносія вибирається відповідно до початку турбулентного руху потоку, тобто числу Рейнольдса більше 10^4 . Для діаметрів труб, що найчастіше застосовуються (57, 38 і 25 мм), рекомендуються швидкості рідини 1,5...3 м/с; нижча межа швидкості для більшості рідин складає 0,06...0,3 м/с. Для малов'язких рідин швидкість, відповідна $Re = 10^4$, не перевищує 0,2...0,3 м/с. Для в'язких рідин турбулентність потоку досягається при значно більших швидкостях, тому при розрахунках приходиться допускати перехідний або навіть ламінарний режим.

У таблиці 2.2 наведені деякі рекомендації щодо вибору швидкостей теплоносіїв. Швидкість рідин у каналах ТА також може бути обрана в залежності від їх в'язкостей (табл. 2.3). Також для газів та пар можливо обирати швидкість в залежності від їх молекулярної маси (табл. 2.4).

Таблиця 2.2.

Рекомендовані значення швидкості теплоносіїв

Середовище	Умови руху	w, м/с
Малов'язка рідина (вода, бензин, гас і інш.)	Нагнітальна лінія Всмоктувальна лінія	1...3 0,8...1,2
Високов'язка рідина (легкі і важкі мастила, розчини солей і інш.)	Нагнітальна лінія Всмоктувальна лінія	0,5...1,0 0,2...0,8
Малов'язка та в'язка рідини	Самоплив	0,1...0,5
Газ при великому напорі	Нагнітальна лінія компресорів	15...30
Газ при невеликому напорі	Нагнітальна лінія вентилятора, газохід	5...15
Незапилений газ при атмосферному	Газохід	12...16

Середовище	Умови руху	w, м/с
тиску		
Запилений газ при атмосферному тиску	Газохід	6...10
Газ при природній тязі	Газохід	2...4
Водяна пара: перегріта суха, насичена розріджена (у конденсаторах)	Паропровід	50...75 30...50 100...200
Насичена пара при конденсації	Самоплив	до 10 м/с
Конденсат водяної пари	Самоплив	1...2
Пари насичені (вуглеводні та інш.)	Тиск, Мпа: 0,005...0,02 0,02...0,05 0,05...0,1 >0,1	60...75 40...60 20...40 10...25

Таблиця 2.3.

Швидкість рідин у каналах ТА в залежності від їх в'язкості

η , Па с	1,5	0,5 – 1,0	0,1 – 0,5	$3,5 \cdot 10^{-2} - 0,1$	$1,0 \cdot 10^{-2} - 3,5 \cdot 10^{-2}$	$< 1,0 \cdot 10^{-2}$
w, м/с	0,6	0,75	0,85	1,5	1,8	2,4

Таблиця 2.4.

Рекомендовані значення швидкості газів та пари
в залежності від їх властивостей

Тиск теплоносія, Мпа	Швидкість при різних значеннях молекулярної маси, м/с					
	18	29	44	100	200	400
0,17	36	25	21	15	12	10,5
0,45	18	15	12	9	7	6
0,80	15	12	9	7	5,5	5
3,6	10	8,5	6	5	4	3,5
7,0	9	7,5	5	4	—	—

2.10 Визначення середнього температурного перепаду

Основні типи зміни температур теплоносіїв в одноходових теплообмінних апаратах

На рисунку 2.4 показані основні типи зміни температур теплоносіїв в теплообмінних апаратах зі співвісним, одноходовим плином теплоносіїв (прямотечія або протитечія).

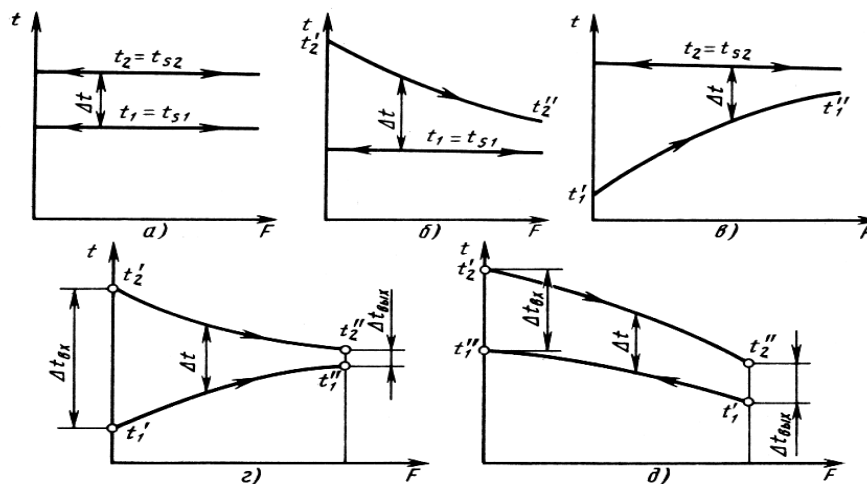


Рисунок 2.4. Зміна температур теплоносіїв у рекуперативному ТА зі співвісною течією теплоносіїв:

- а – при фазових перетвореннях обох теплоносіїв (конденсування одного, випаровування іншого); б – при випаровуванні теплоносія, що нагрівається;
- в – при конденсації теплоносія, що гріє; г – при прямоточному русі теплоносіїв; д – при русі теплоносіїв за протитечією.

Можна відзначити, що при зміні агрегатного стану одного з теплоносіїв схема плин (прямотечія або протитечія) не має значення. Розходження між схемами видно, коли обидва теплоносії не змінюють свій агрегатний стан. Варто також відзначити, що різниця температур між теплоносіями (температурний перепад) по всій довжині апарата різна (крім схеми 1).

Основне розходження між прямотечією та протитечією полягає в тому, що в схемі з протитечією температура холодного теплоносія на виході з апарату може бути вище, ніж температура гарячого теплоносія на виході. У прямоточній схемі температура холодного теплоносія на виході з апарату завжди нижче температури гарячого. За умов прямотечії найбільша різниця температур між теплоносіями буде завжди на вході у теплообмінник, а найменша на виході з нього. В протитечійній схемі місце найбільшої і найменшої різниці температур заздалегідь визначити не можна, воно залежить від співвідношень водних еквівалентів W_x і W_r .

В теплообмінних апаратах протитечія має ряд переваг порівняно з прямотечією. Так, за одних і тих же початкових і кінцевих температурах теплоносіїв при протитечії в більшості практичних випадків отримується більша середня різниця температур, що дозволяє мати меншу поверхню нагріву апарату за тією ж продуктивності. Тому протитечійну схему руху теплоносіїв слід застосовувати у всіх випадках, коли цьому не перешкоджає технологія виробництва або інші обставини.

При перехресному русі теплоносіїв характер зміни їхніх температур у теплообмінному апараті ускладнюється (рис. 2.5). Тепер температура

теплоносія змінюється не тільки за напрямком його плину в ТА, але й у поперечному перерізі. При виході з теплообмінної матриці, температури теплоносіїв непостійні за перетином.

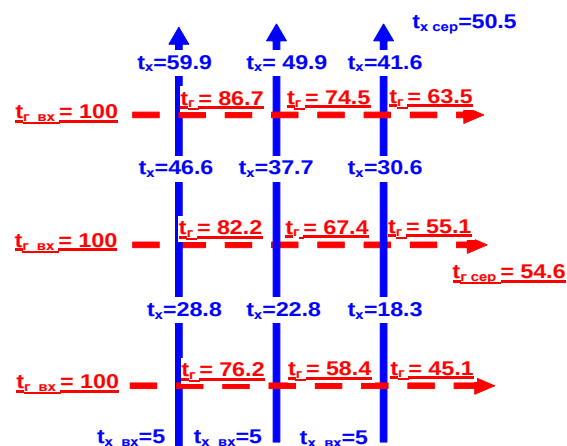
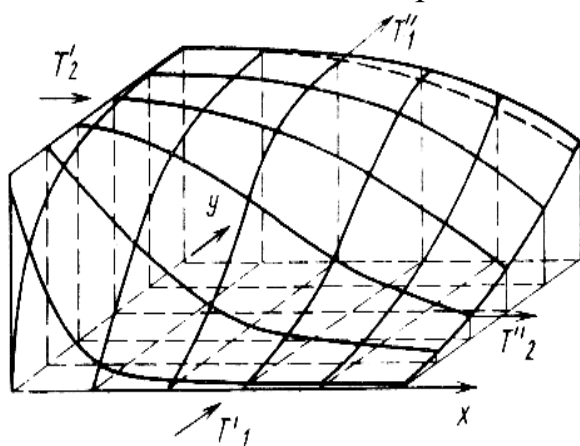


Рисунок 2.5. Характер зміни температур теплоносіїв при перехресному русі теплоносіїв

В результаті температурний перепад між теплоносіями при перехресному русі змінюється за всією поверхнею теплообміну, а не тільки уздовж вісі теплообмінника, як у випадку протитечії або протитечії.

Перемішування теплоносіїв при русі каналами теплообмінників

При русі теплоносія каналами теплообмінного апарату окремі шари потоку можуть контактувати між собою та обмінюватися теплом і речовиною. При цьому температура теплоносія за поперечним перетином теплообмінника вирівнюється. Якщо температура теплоносія є постійною за поперечним перерізом теплообмінника, то такий теплоносій називається абсолютно перемішаний (рис. 2.6). Прикладом такого теплоносія є течія у міжтрубному просторі.

Якщо окремі струмені теплоносія не можуть обмінюватися теплом та речовиною при їх проходженні каналами теплообмінника, то такий теплоносій називається абсолютно не перемішаним.

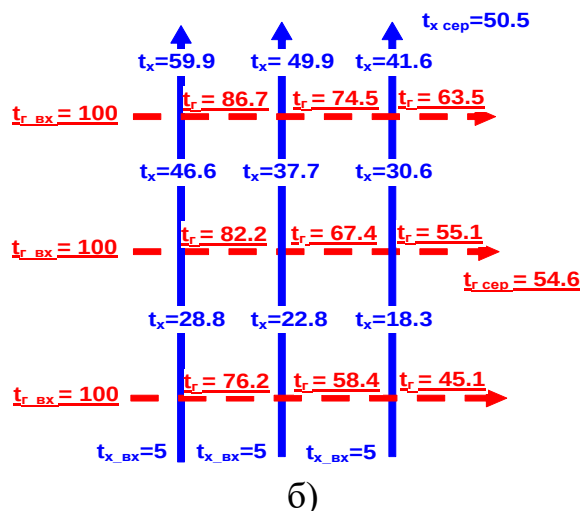
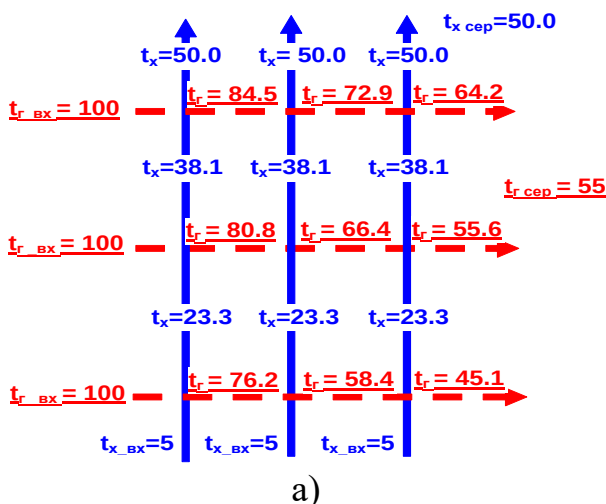


Рисунок 2.6. Приклади зміни температур теплоносіїв у теплообмінниках: а – холодний теплоносій абсолютно перемішується, гарячий абсолютно не перемішується; б – обидва теплоносія абсолютно не перемішані

На практиці випадок абсолютно перемішаного теплоносія зустрічається рідко (для цього потрібно майже миттєва передача тепла або речовини у поперечному перерізі теплообмінника). В реальних теплообмінниках, де відбувається перемішування теплоносія, може спостерігатися нерівномірність температури теплоносія у поперечному перерізі. Але врахувати таке «часткове» перемішування не є можливим, тому теплоносії, які можуть перемішуватися, вважають «абсолютно» перемішаними.

Зміна температур у багатоходових теплообмінниках

Було зазначено, що в схемі перехресного струму, теплоносії на виході з теплообмінника мають по перетину нерівномірне температурне поле. Аналогічна картина спостерігається в багатоходових теплообмінних апаратах зі складними схемами руху при виході теплоносія з першого ходу. Теплоносій направляється в наступний хід спеціальними перепускними пристроями (камерами, колінами, переходами). При цьому він також може перемішуватися або не перемішуватися.

Якщо теплоносій перемішується, відбувається часткове вирівнювання його температури на вході в наступні канали теплообмінника. Якщо ж температура на вході стає однаковою по всьому перетині, то говориться, що теплоносій ідеально перемішаний між ходами (рис. 2.7). Якщо перемішування теплоносія, а, отже, і вирівнювання температури, не відбувається, то, говориться, що теплоносій не перемішаний (рис. 2.8).

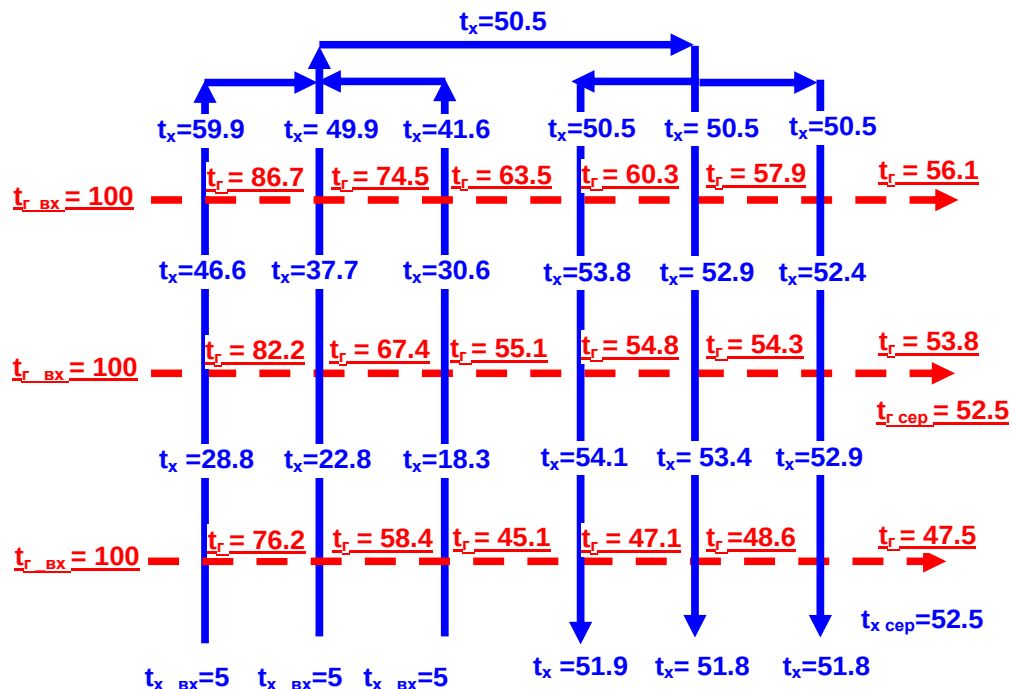


Рисунок 2.7. Схема з двохкратним перехресним ходом холодного теплоносія і однократним ходом гарячого теплоносія при загальній проточності; гарячий теплоносій не перемішується, холодний теплоносій ідеально перемішаний між ходами

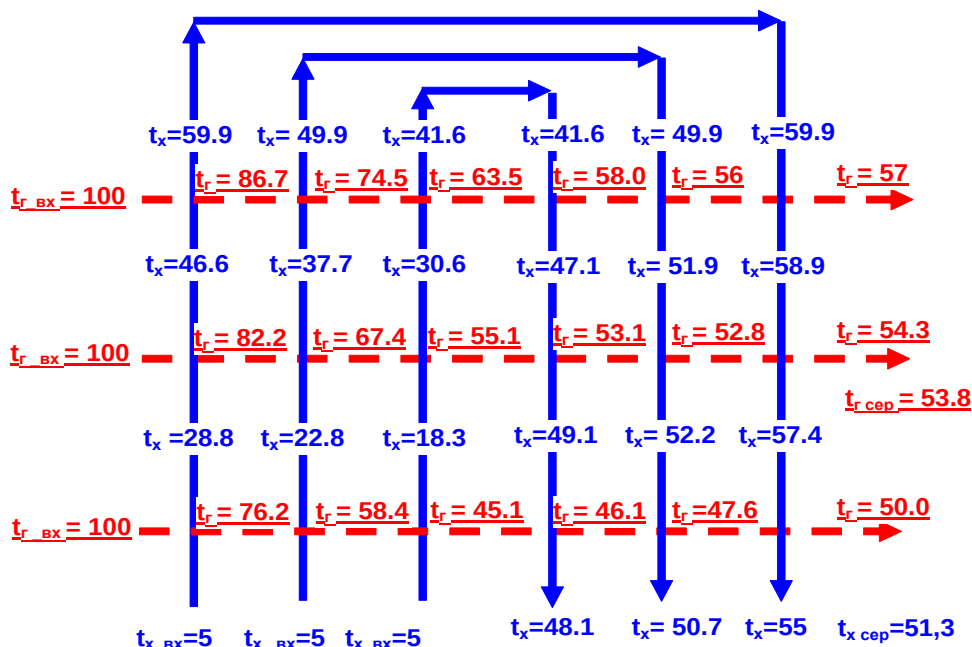


Рисунок 2.8. Схема з двохкратним перехресним ходом холодного теплоносія і однократним ходом гарячого теплоносія при загальній протічці; обидва теплоносії не перемішуються

В залежності від того, перемішаний або не перемішаний теплоносії, може змінюватися процес теплообміну в наступних ходах і, як наслідок, температури теплоносіїв на виході ТА. Необхідно також звернути увагу на те, що в деяких точка приведених ТА температура «холодного» теплоносія вище «гарячого» (тобто в деяких частинах цих теплообмінників іде зворотна передача тепла).

Формули для визначення середнього температурного перепаду

Значення середнього температурного перепаду в загальному випадку залежить від:

- початкової та кінцевої температур теплоносіїв;
- схеми плин теплоносіїв;
- значень водяних еквівалентів теплоносіїв (W_x і W_r).

1. Спрощений варіант.

Якщо $W_{\max}/W_{\min} > 2$, то для розрахунку середнього температурного напору припустимо застосовувати наступну формулу:

$$\Delta t_{\text{сеп}} = 0,5 (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}),$$

де $\Delta t_{\text{б}}$ і $\Delta t_{\text{м}}$, – більший і менший температурні перепади між теплоносіями на кінцях теплообмінника.

Температурні перепади на кінцях теплообмінника розраховуються наступним чином:

- для схеми з протіччєю

$$\begin{array}{ccc}
 t_{Г\text{ ВХ}} & \longrightarrow & t_{Г\text{ ВИХ}} \\
 t_{Х\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Х\text{ ВХ}}
 \end{array}$$

$$\Delta t_1 = (t_{Г\text{ ВХ}} - t_{Х\text{ ВИХ}}) \text{ і } \Delta t_2 = (t_{Г\text{ ВИХ}} - t_{Х\text{ ВХ}}),$$

– для схеми з прямотечею

$$\begin{array}{ccc}
 t_{Г\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Г\text{ ВХ}} \\
 t_{Х\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Х\text{ ВХ}}
 \end{array}$$

$$\Delta t_1 = (t_{Г\text{ ВХ}} - t_{Х\text{ ВХ}}) \text{ і } \Delta t_2 = (t_{Г\text{ ВИХ}} - t_{Х\text{ ВИХ}}).$$

Для інших схем течії теплоносіїв величини Δt_1 і Δt_2 розраховуються, як для протитечії.

2. Для прямотечійної схеми руху теплоносіїв:

$$\begin{array}{ccc}
 t_{Г\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Г\text{ ВХ}} \\
 t_{Х\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Х\text{ ВХ}}
 \end{array}$$

1) визначається $\Delta t_1 = (t_{Г\text{ ВХ}} - t_{Х\text{ ВХ}})$ і $\Delta t_2 = (t_{Г\text{ ВИХ}} - t_{Х\text{ ВИХ}})$;

2) визначається $\Delta t_6 = \max(\Delta t_1, \Delta t_2)$ і $\Delta t_m = \min(\Delta t_1, \Delta t_2)$;

3) визначається середній температурний перепад (називається також середньологарифмічним температурним перепадом):

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

3. Для протитечійної схеми руху теплоносіїв:

$$\begin{array}{ccc}
 t_{Г\text{ ВХ}} & \longrightarrow & t_{Г\text{ ВИХ}} \\
 t_{Х\text{ ВИХ}} & \longleftarrow & t_{Х\text{ ВХ}}
 \end{array}$$

1) визначається $\Delta t_1 = (t_{Г\text{ ВХ}} - t_{Х\text{ ВИХ}})$ і $\Delta t_2 = (t_{Г\text{ ВИХ}} - t_{Х\text{ ВХ}})$;

2) визначається $\Delta t_6 = \max(\Delta t_1, \Delta t_2)$ і $\Delta t_m = \min(\Delta t_1, \Delta t_2)$;

3) визначається середній температурний перепад:

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

4. Для інших схем руху теплоносіїв можливо використати наступні варіанти.

4.1. Обчислення $\Delta t_{\text{сеп}}$ за формулами, виведеними для конкретної схеми плин теплоносія; ці залежності для найбільш розповсюджених схем плин теплоносіїв наведені в спеціальній літературі;

4.2. Обчислення $\Delta t_{\text{сеп}}$ за значенням середнього температурного перепаду для протитечії ($\Delta t_{\text{сеп пр}}$):

- 1) визначаються $W_{\max}$ і $W_{\min}$;
- 2) визначається найменша зміна температури теплоносіїв (відповідає $W_{\max}$)

$$\Delta t_{\min} = \min[(t_{\Gamma \text{ вх}} - t_{\Gamma \text{ вих}}); (t_{\text{х вих}} - t_{\text{х вх}})];$$

- 3) розраховуються величини

$$R = W_{\max}/W_{\min},$$

$$\text{і } P = \Delta t_{\min} / (t_{\Gamma \text{ вх}} - t_{\text{х вх}});$$

- 4) визначається величина поправочного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$, що враховує відмінність даної схеми руху теплоносіїв від протитечії:

$$\varepsilon_{\Delta t} = f(P; R)$$

$\varepsilon_{\Delta t}$ визначається за графіками, що наведені у довідниковій літературі для конкретних схем плину теплоносіїв (див. таблицю Е.1);

- 5) визначається середній логарифмічний перепад для протитечії (п.3) $\Delta t_{\text{сер пр.}}$;

- 6) визначається середній температурний перепад для заданої схеми руху теплоносіїв

$$\Delta t_{\text{сер}} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\text{сер пр.}}$$

4.3. Обчислення $\Delta t_{\text{сер}}$ за однією із «загальних» формул розраховуються величини

$$A = W_{\max}/W_{\min},$$

$$R = W_{\min} / W_{\max},$$

$$P = \Delta t_{\min} / (t_{\Gamma \text{ вх}} - t_{\text{х вх}});$$

- 1) за таблицею Е.2 в залежності від схеми плину теплоносія визначається p_e (індекс протитоку запропонований Н.И. Белоконем, який враховує ефективність переносу теплоти в розглянутій схемі плину теплоносіїв).

- 2) визначається

$$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4 \cdot p_e \cdot A} ;$$

- 3) розраховується

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{z_t \cdot P \cdot R \cdot (t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{\text{Х Вых}})}{\ln \left(\frac{2 - P \cdot R \left[(A+1) - z_t \right]}{2 - P \cdot R \left[(A+1) + z_t \right]} \right)}.$$

4.5. Через зв'язок між середньою температурою та NTU

Із рівняння теплового балансу (записаного для теплоносія з мінімальним водяним еквівалентом) та теплопередачі:

$$Q_{\text{ТА}} = W_{\text{min}} \Delta t_{\text{max}} = k_x \cdot F_x \cdot \Delta t_{\text{сер}} = k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} \cdot \Delta t_{\text{сер}},$$

де $\Delta t_{\text{max}} = \max[(t_{\Gamma \text{ ВХ}} - t_{\Gamma \text{ Вых}}); (t_{\text{Х Вых}} - t_{\text{Х ВХ}})]$ – максимальна зміна температури теплоносіїв у теплообміннику (відповідає теплоносію, що має найменший водяний еквівалент)

можна отримати:

$$\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{сер}} = k_x \cdot F_x / W_{\text{min}} = k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} / W_{\text{min}} = \text{NTU}.$$

Звідси:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \Delta t_{\text{max}} / \text{NTU}.$$

2.11 Визначення коефіцієнтів теплопередачі між теплоносіями у ТА

Коефіцієнт теплопередачі k представляє собою кількісну розрахункову величину, яка характеризує складний теплообмін. Він залежить від коефіцієнтів тепловіддачі, термічного опору стінки і забруднень.

Для пласкої стінки. Якщо поверхня теплообміну являє собою пласку стінку, то коефіцієнт тепловіддачі обчислюється за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{х}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}}}},$$

де α , Вт/(м²·К) – коефіцієнт тепловіддачі між відповідним теплоносієм і стінкою;

$R = \delta_{\text{забр}} / \lambda_{\text{забр}}$, (м²·К)/Вт – термічний опір забруднень з боку відповідного теплоносія (див. табл. Е.3);

$\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{забр}}$, м – товщина стінки та забруднень (окремо з боку холодного та гарячого теплоносіїв);

$\lambda_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{забр}}$, Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопроводності стінки та забруднень (окремо з боку холодного та гарячого теплоносіїв).

У даному випадку виконується рівняння

$$F_{\Gamma} = F_x \text{ і } k_{\Gamma} = k_x.$$

Дана формула також може бути застосовна і для пластинчастих теплообмінників із штампованих листів.

Для пласкої багат шарової стінки (з n шарів)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\text{ст } i}}{\lambda_{\text{ст } i}} + R_x + \frac{1}{\alpha_x}}.$$

У більшості теплообмінних апаратів площі теплообмінних поверхонь із боку холодного і гарячого теплоносіїв нерівні:

$$F_{\Gamma} \neq F_x, \\ \text{отже, і } k_{\Gamma} \neq k_x,$$

тому в розрахунках визначають коефіцієнт тепловіддачі, приведений до однієї з поверхонь.

Для циліндричної поверхні. Для поверхонь теплообміну з гладких труб коефіцієнт тепловіддачі, приведений до внутрішньої поверхні труби:

$$k_B = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + R_B + \frac{d_B}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \frac{d_{3B}}{d_B} + R_{3B} + \frac{1}{\alpha_{3B}} \cdot \frac{d_B}{d_{3B}}}$$

Якщо замість величини термічного забруднення відомі $\delta_{\text{забр}}$ та $\lambda_{\text{забр}}$, то

$$R_{3B} = d_B / (2 \cdot \lambda_{\text{забр}}) \cdot \ln[(d_{3B} + 2 \delta_{\text{забр}}) / d_{3B}] \\ R_B = d_B / (2 \cdot \lambda_{\text{забр}}) \cdot \ln[(d_B / (d_{3B} - 2 \delta_{\text{забр}}))]$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до зовнішньої поверхні труби

$$k_{3B} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{d_{3B}}{d_B} + R_B + \frac{d_{3B}}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \frac{d_{3B}}{d_B} + R_{3B} + \frac{1}{\alpha_{3B}}}$$

Якщо замість величини термічного забруднення відомі $\delta_{\text{загр}}$ та $\lambda_{\text{загр}}$, то

$$R_{3B} = d_{3B} / (2 \cdot \lambda_{\text{загр}}) \cdot \ln((d_{3B} + 2 \delta_{\text{загр}}) / d_{3B}) \\ R_B = d_{3B} / (2 \cdot \lambda_{\text{загр}}) \cdot \ln((d_B / (d_{3B} - 2 \delta_{\text{загр}})))$$

Загальна формула. Ця формула придатна для всіх існуючих поверхонь теплообміну. Її зручно застосовувати для пластинчасто-ребристих поверхонь теплообміну і труб, що мають оребрення.

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до площі теплообмінної поверхні з боку горячого теплоносія

$$k_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{F_{\Gamma}}{F_{\text{ст}}} + R_{\text{х}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}}} \cdot \frac{F_{\Gamma}}{F_{\text{х}}}},$$

де $F_{\text{ст}}$ – «середня» площа стінки.

Якщо замість величині термічного забруднення відомі $\delta_{\text{забр}}$ та $\lambda_{\text{забр}}$, то

$$R_{\Gamma} = \delta_{\text{забр } \Gamma} / \lambda_{\text{забр } \Gamma} * F_{\Gamma} / F_{\text{забр } \Gamma}$$

$$R_{\text{х}} = \delta_{\text{забр х}} / \lambda_{\text{забр х}} * F_{\Gamma} / F_{\text{забр х}}$$

Оскільки, звичайно товщина шару забруднень невелика, то

$$F_{\Gamma} \approx F_{\text{забр } \Gamma} \text{ і } F_{\text{х}} \approx F_{\text{забр х}},$$

$$R_{\Gamma} = \delta_{\text{забр } \Gamma} / \lambda_{\text{забр } \Gamma}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до площі теплообмінної поверхні з боку холодного теплоносія:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} \cdot \frac{F_{\text{х}}}{F_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{F_{\text{х}}}{F_{\text{ст}}} + R_{\text{х}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}}}}$$

Якщо замість величини термічного забруднення відомі $\delta_{\text{забр}}$ та $\lambda_{\text{забр}}$, то

$$R_{\Gamma} = \delta_{\text{забр } \Gamma} / \lambda_{\text{забр } \Gamma} * F_{\text{х}} / F_{\text{забр } \Gamma}$$

$$R_{\text{х}} = \delta_{\text{забр х}} / \lambda_{\text{забр х}} * F_{\text{х}} / F_{\text{забр х}}$$

Оскільки, звичайно товщина шару забруднень невелика, то

$$F_{\Gamma} \approx F_{\text{забр } \Gamma} \text{ і } F_{\text{х}} \approx F_{\text{забр х}}$$

$$R_{\text{х}} = \delta_{\text{забр х}} / \lambda_{\text{забр х}}$$

Оребрення може бути виконано, як на зовнішній поверхні труб, так і на внутрішній. Також і пластини можуть мати оребрення тільки з боку одного з теплоносіїв. У будь-якому випадку зручно приводити коефіцієнт теплопередачі до гладкої «неоребреної» поверхні.

Для вказаних формул, якщо немає конкретних даних, можна визначити якусь «умовну» площу поверхні стінки

$$F_{\text{ст}} = (F_{\Gamma} - F_{\text{х}}) / \ln(F_{\Gamma} / F_{\text{х}}) .$$

У деяких випадках зручно знаходити не сам коефіцієнт теплопередачі, а добуток коефіцієнту теплопередачі на площу поверхні теплообміну, що буде однаковим для обох теплоносіїв

$$k_{\text{х}} \cdot F_{\text{х}} = k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{1}{F_{\text{ст}}} + R_{\text{х}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}} \cdot F_{\text{х}}}} .$$

Якщо замість величини термічного забруднення відомі $\delta_{\text{забр}}$ і $\lambda_{\text{забр}}$, то

$$R_{\Gamma} = \delta_{\text{забр } \Gamma} / \lambda_{\text{забр } \Gamma} * 1 / F_{\text{забр } \Gamma}$$

$$R_{\text{х}} = \delta_{\text{забр х}} / \lambda_{\text{забр х}} * 1 / F_{\text{забр х}}$$

або з врахуванням зробленого раніше припущення про товщини забруднень

$$R_{\Gamma} = \delta_{\text{забр } \Gamma} / \lambda_{\text{забр } \Gamma} * 1 / F_{\Gamma}$$

$$R_{\text{х}} = \delta_{\text{забр х}} / \lambda_{\text{забр х}} * 1 / F_{\Gamma}$$

У таблиці 2.5 наведено орієнтовні значення коефіцієнту теплопередачі в теплообмінниках (зі сталюю поверхнею нагріву):

Таблиця 2.5.

Орієнтовні значення коефіцієнту теплопередачі в теплообмінниках

Теплоносії	k, Вт/(м ² ·К)
Повітря-повітря	5 ... 25
Повітря – вода	10 ... 40
Повітря – пара, що конденсується	15 ... 50
Вода-вода	150 ... 1000
Вода – пара, що конденсується	1000 ... 2000
Вода, що кипить – пара, що конденсується	1500 ... 3000
Масло – пара, що конденсується	300 ... 500
Пара, що конденсується – рідина, що кипить	300 ... 2500
Пара, що конденсується – органічна рідина	120 ... 340

Якщо теплопровідність шару забруднення невідома, підраховують коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{чист}}$ для чистої стінки і вводять поправку на її забруднення за допомогою коефіцієнту $\phi_{\text{забр}}$

$$k_{\text{забр}} = \phi_{\text{забр}} \cdot k_{\text{чист}}$$

Для врахування можливих похибок при розрахунках та для компенсації неточностей, що можуть виникнути при визначенні коефіцієнтів тепловіддачі, розраховане значення коефіцієнту теплопередачі домножують на коефіцієнт запасу поверхні теплообміну $\varphi_{\text{зап}}$:

$$k_{\text{зап}} = \varphi_{\text{зап}} \cdot k$$

Для більшості апаратів числове значення коефіцієнту лежить в межах $\varphi_{\text{зап}} = 0,65 \dots 0,85$.

2.12 Визначення коефіцієнту тепловіддачі в ТА

У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі (α) між теплоносієм і стінкою каналу, яким тече теплоносій, залежить від:

- режиму течії теплоносія (ламінальний, турбулентний);
- швидкості теплоносія;
- типу і геометричних характеристик поверхні теплообміну;
- теплофізичних властивостей теплоносія;
- різниці температур між теплоносієм і стінкою.

У більшості випадків неможливо отримати теоретичну формулу для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі. Тому на практиці використовують залежності, що узагальнюють експериментальні дані, отримані в процесі дослідження теплообмінних поверхонь. Ці залежності описують процес теплообміну тільки для конкретної поверхні (або групи подібних поверхонь) і тільки для обмежених значень швидкостей, температур теплоносіїв і геометричних параметрів поверхні теплообміну.

Дуже часто ці дані щодо теплообміну представляють у вигляді, так званих, критеріальних рівнянь, в яких даються залежності між безрозмірними величинами (критеріями), що характеризують теплообмін, рух теплоносія каналом, його властивості та інш.

Часто критеріальні рівняння представляють у вигляді:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, l_1, l_2, \dots, l_n),$$

де $Nu = \alpha l / \lambda$ – критерій Нуссельта, характеризує тепловіддачу;

$Re = w l / \nu$ – критерій Рейнольдса, характеризує режим руху теплоносія;

$Gr = \beta |\Delta t| g l^3 / \nu$ – критерій Грасгофа, характеризує рух теплоносія під дією сил Архімеда (вільна конвекція);

$Pr = \nu / a = \rho \nu C / \lambda = \eta C / \lambda$ – число Прандтля, комплекс теплофізичних властивостей;

$l_1, l_2, \dots, l_n$ – геометричні характеристики поверхні теплообміну.

У закордонній літературі для розрахунку теплообміну часто використовують залежності виду:

$$St = f(Re, Gr, Pr, l_1, l_2, \dots, l_n),$$

де $St = \alpha / (w \rho C) = Nu / (Re Pr)$ – число Стантона.

До критеріальних залежностей можуть також входити числа:

Пекле $Pe = Re Pr$

Ралея $Ra = Gr Pr$

Галилея $Ga = \beta l^3 / \nu^2$ та інш.

Величини, що входять до приведених вище формул.

Характерний розмір каналу (l). Обирається в залежності від форми каналу. Для трубчастих поверхонь часто приймається рівним внутрішньому (при русі в середині труби) або зовнішньому діаметру труби.

Для каналів з формою, відмінної від круглої часто використовується еквівалентний діаметр, який розраховується за формулою:

$$l = d_e = 4 \cdot S / P,$$

де S – площа перетину каналу для проходу теплоносія,

P – периметр каналу в даному перетині.

При визначенні числа Грасгофа значення характерного розміру залежить також і від орієнтації каналу в просторі. Так при русі теплоносія в середині горизонтальних труб за характерний розмір приймають внутрішній діаметр труб $l = d_{\text{вн}}$, при русі в середині вертикальних труб в якості характерного розміру обирають довжину труби l .

Характерна швидкість потоку (w). Часто за неї приймають середню швидкість теплоносія в каналі. Якщо перетин каналу міняється за його довжиною, можуть використовувати швидкість, визначену в якому-небудь характерному перетині каналу (часто в самому вузькому).

Теплофізичні властивості теплоносіїв:

C – питома масова теплоємність (для газоподібних теплоносіїв – ще й ізобарна);

ρ – густина;

λ – теплопровідність;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

η – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\beta = -1/\rho (\partial \rho / \partial T)_p$ – коефіцієнт об'ємного розширення (залежить від абсолютної температури теплоносія T):

– для ідеального газу $\beta = 1/T$;

– для рідин $\beta = 0,043141 (T_{\text{кр}} - T)^{-0,64}$,

де $T_{\text{кр}}$ – критична температура (для води $T_{\text{кр}} = 647 \text{ K}$).

Теплофізичні властивості визначаються за характерною температурою потоку, часто за неї приймають середню температуру потоку.

Прискорення вільного падіння $g = 9,814 \text{ м/с}^2$.

Температурний напір між теплоносієм та стінкою $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_p$.

У таблиці 2.6 наведені діапазони значень коефіцієнтів тепловіддачі для різних теплообмінників, на які можна орієнтуватись під час розрахунків.

Таблиця 2.6.

Орієнтовні значення коефіцієнту тепловіддачі α , Вт/(м² К)

При нагріванні та охолодженні повітря (газів) при тисках близьких до атмосферного	1 – 50
При нагріванні та охолодженні перегрітої пари	20 – 100
При нагріванні та охолодженні мастил	200–1500
При нагріванні та охолодженні води	500 – 10000
При кипінні води	500 – 45000
При плівковій конденсації водяної пари	4000 – 15000
При краплинній конденсації водяної пари	40000–120000
При конденсації органічних парів	500 – 2000

2.13 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв у середині труб і еквівалентних їм каналів

При сталому русі теплоносія в середині труб середні за довжиною труби значення коефіцієнтів тепловіддачі розраховують за рівняннями Михеєва М.А. :

– при ламінарному режимі ($Re < 2300$, $Gr \cdot Pr < 10^6$)

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33}$$

– при ламінарно-гравітаційному режимі, коли на теплообмін починає суттєво впливати вільна конвекція теплоносія, викликана температурним напором між ним і стінкою, ($Re < 2300$, $Gr \cdot Pr > 10^6$)

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} Pr^{0,33}$$

– при перехідному режимі ($2300 < Re < 10^4$) – за графічними даними Михеєва М.А. або за їх апроксимацією Церлінга Ю.Н.

$$Nu = 2,36 Ko^{0,8} Pr^{0,43},$$

де $Ko = 17,61 \cdot Re \cdot 10^{-4} + (1 - Re \cdot 10^{-4}) Gr^{0,1} - 3,52$,
при цьому приймають $Nu \geq 4$.

– при розвинутому турбулентному режимі ($Re \geq 10^4$)

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$$

За визначальну температуру прийнята середня температура потоку, за характерний розмір – внутрішній діаметр труби, за характерну швидкість – середня швидкість теплоносія в трубі.

Отримані значення числа Nu множать на значення поправочного коефіцієнту, на зміну властивостей теплоносія, викликану розходженням температур між теплоносієм і стінкою

$$(Pr / Pr_{ст})^{0,25},$$

де значення Pr визначається для теплоносія при середній температурі потоку;

$Pr_{ст}$ визначається для теплоносія при середній температурі стінки.

Для ідеальних газів можна використовувати відношення абсолютних температур теплоносія (T) та стінки ($T_{ст}$):

$$(T / T_{ст})^{0,25}$$

Для рідин часто використовують відношення значень в'язкості теплоносія у ядрі потоку та у стінці

$$(\mu / \mu_{ст})^{0,25}.$$

Приведені формули справедливі для довгих каналів при відношенні довжини каналу (L) до його діаметру (d) $L/d > 50$. Якщо ж $L/d < 50$ (короткий канал), то отримане значення Nu, треба помножити на поправочний коефіцієнт ϵ_l , що визначається з таблиці 2.7.

Таблиця 2.7.

Поправка на довжину каналу при русі рідини в середині труб

L/d	Re					
	<2300	10^4	$2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	10^5	10^6
1	1.9	1.65	1.51	1.34	1.28	1.14
2	1.7	1.50	1.40	1.27	1.22	1.11
5	1.44	1.34	1.27	1.18	1.15	1.08
10	1.28	1.23	1.18	1.13	1.10	1.05
15	1.18	1.17	1.13	1.10	1.08	1.04
20	1.13	1.13	1.10	1.08	1.06	1.03
30	1.05	1.07	1.05	1.04	1.03	1.02
40	1.02	1.03	1.02	1.02	1.02	1.01
50	1	1	1	1	1	1

Якщо форма каналу відмінна від круглої (наприклад, овальна, квадратна, трикутна та інш.) або при подовжнім обтіканні пучка труб для розрахунку за вищенаведеними формулами в якості характерного розміру використовують значення еквівалентного діаметру каналу (d_e).

2.14 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв в кільцевому каналі між гладкими трубками

Такий вид течії характерен для теплообмінних апаратів типу «труба у трубі». Тепловіддача у даному випадку розраховується за формулою:

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,18},$$

де d , м – зовнішній діаметр внутрішньої труби,
 D , м – внутрішній діаметр зовнішньої труби.

В якості характерного розміру прийнята величина $l=(D - d)$, для характерної температури – середня температура потоку.

2.15 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при течії теплоносіїв у середині змійовикових труб

При течії теплоносіїв в трубах змійовикових теплообмінників використовують ті ж рівняння, що й при течії теплоносіїв в прямих трубах, проте, отримані значення числа Nu треба помножити на поправочний коефіцієнт:

$$\varepsilon_R = 1 + 3,54 \frac{d}{D},$$

де d – діаметр трубки; D – діаметр змійовика.

2.16 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при поперечному обтіканні одиночних круглих труб

При поперечному обтіканні одиночних круглих труб, коли кут атаки φ між напрямком руху потоку рідини і віссю труби дорівнює 90° , середній за периметром коефіцієнт тепловіддачі визначається:

При $5 < Re_f < 10^3$

$$Nu_{pd} = 0,28 Re_{pd}^{0,6} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}$$

При $10^3 < Re_f < 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{pd} = 0,5 Re_{pd}^{0,5} Pr_p^{0,38} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}$$

При $3 \cdot 10^5 < Re_f < 2 \cdot 10^6$

$$Nu_{pd} = 0,023 Re_{pd}^{0,8} Pr_p^{0,37} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}$$

2.17 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при обтіканні теплоносіями пучків труб

Найбільш часто в пучках теплообмінних апаратів труби розташовуються в шаховому або коридорному порядку. При будь-якому розташуванні труб кожен ряд викликає додаткову турбулізацію потоку. Тому коефіцієнт тепловіддачі для труб другого ряду вище, ніж для першого; а для третього ряду – вище, ніж для другого. Починаючи з третього ряду потік рідини стабілізується і коефіцієнт тепловіддачі для всіх наступних рядів залишається постійним. Якщо тепловіддачу третього ряду прийняти за 100% ($\varepsilon_3 = 1$), то тепловіддача першого ряду для коридорних і шахових пучків складає лише 60% ($\varepsilon_1 = 0,6$). Тепловіддача другого ряду коридорного пучка складає 90% ($\varepsilon_2 = 0,9$), шахового – 70% ($\varepsilon_2 = 0,7$). В цілому тепловіддача в шахових пучках за рахунок кращої турбулізації вище, ніж у коридорних.

Крім того, тепловіддача в пучках залежить від відстані між трубками. Ця залежність враховується поправочним коефіцієнтом ε_s , який враховує собою вплив кроків (поперечного s_1 , та повздовжнього s_2).

– для коридорного пучка

$$\varepsilon_s = (s_2/d_{3B})^{-0,15}$$

– для шахового пучка

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= (s_1/s_2)^{0,166}, \text{ при } s_1/s_2 < 2 \\ \varepsilon_s &= 1,12, \text{ при } s_1/s_2 \geq 2 \end{aligned}$$

При розрахунку теплообмінних апаратів і визначенні середнього коефіцієнту тепловіддачі пучка труб застосовуються наступні рівняння, отримані В.П. Ісаченко ($Re = 1 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^5$):

– при коридорному розміщенні труб (для третього та подальших рядів):

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} (Pr / Pr_{ct})^{0,25} \varepsilon_s$$

– при шаховому розміщенні труб (для третього та подальших рядів):

$$Nu = 0,41 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} (Pr / Pr_{ct})^{0,25} \varepsilon_s$$

При обчисленні чисел подоби за визначальну температуру прийнята середня температура рідини; за визначальну швидкість – швидкість рідини в самому вузькому перетині ряду; за визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

Значення коефіцієнту тепловіддачі для трубок першого і другого рядів визначається шляхом множення коефіцієнту тепловіддачі, отриманого за приведеними вище формулам, на поправочний коефіцієнт (ε_1 і ε_2).

Середнє значення коефіцієнту тепловіддачі для всього пучка в цілому визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot F_i}{\sum_{i=1}^n F_i},$$

де α_i та F_i – коефіцієнт тепловіддачі та площа поверхні теплообміну i -го ряду.

Якщо пучок труб омивається потоком рідини під кутом $\varphi < 90^\circ$, то коефіцієнт тепловіддачі для пучка труб, визначений за вищенаведеними формулами (при $\varphi = 90^\circ$), потрібно помножити на поправочний коефіцієнт ε_φ (табл. 2.8).

Таблиця 2.8.

Поправка на кут набігання потоку на трубки

φ , град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,48

2.18 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при зрошенні зовнішньої поверхні труб

У зрошувальних теплообмінниках плівка води може стікати з труби на трубу ламінарно, ламінарно з хвилеутворенням або ж турбулентно. Ці режими характеризуються відповідним плівковим числом Рейнольдса $Re_{пл}$:

- для ламінарного режиму $Re_{пл} < 20 \dots 120$;
- для ламінарного режиму з хвилеутворенням $Re_{пл} \cong (20 \dots 120) \dots 1600$;
- для турбулентного режиму $Re_{пл} > 1600$.

Плівкове число Рейнольдса розраховується за критерієм:

$$Re_{пл} = \frac{4\Gamma}{\mu_v}$$

де μ_v – динамічна в'язкість води, Па·с;

Γ – щільність зрошення, кг/м·с.

Звідси щільність зрошення буде, кг/м·с:

$$\Gamma = \frac{\text{Re}_{\text{пл}} \mu_{\text{с}}}{4}$$

Якщо плівка стікає в ламінарному режимі з хвилеутворенням, то такому режиму відповідає щільність зрошення $\Gamma \cong (0,004 \dots 0,025) \dots 0,34$ кг/м·с. Для цього режиму критеріальне рівняння, яке описує процес тепловіддачі має вид, Вт/(м²·К):

$$\alpha = 245 \left(1 + 0,004 \cdot t_{\text{пл}} \right) \frac{\Gamma^{0,23}}{d_{\text{зв}}^{0,83}}$$

2.19 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при конденсації пари на поверхні труб

Коефіцієнти тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труби визначається із критеріального рівняння типу:

$$\text{Nu} = f(\text{Ga}, \text{Pr}, \Pi),$$

де $\Pi = r / (C_p \Delta t)$ – критерій фазового переходу.

Для вертикальної поверхні рівняння має вид (визначальний розмір – висота труб):

$$\begin{array}{ll} \text{при } \text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \Pi < 10^{15} & \text{Nu} = 1,15 (\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \Pi)^{0,25} \\ \text{при } \text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \Pi > 10^{15} & \text{Nu} = 0,0646 (\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \Pi)^{0,33} \end{array}$$

Для горизонтального розташування труб рівняння має вид (визначальний розмір – діаметр труб):

$$\text{Nu} = 0,72 (\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \Pi)^{0,25}$$

В обох рівняннях визначальна температура – середня температура плівки конденсату.

Середнє значення коефіцієнту тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні горизонтального пучка n труб, довжиною L , діаметром d :

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^3 g r}{\mu \Delta t d}}$$

Теплофізичні властивості конденсату беруться для температури конденсації $t_{\text{с}}$.

Величина поправки ϵ , що враховує вплив кількості труб, береться з графіку (рисунок 2.9), для води $\epsilon_t=1$.

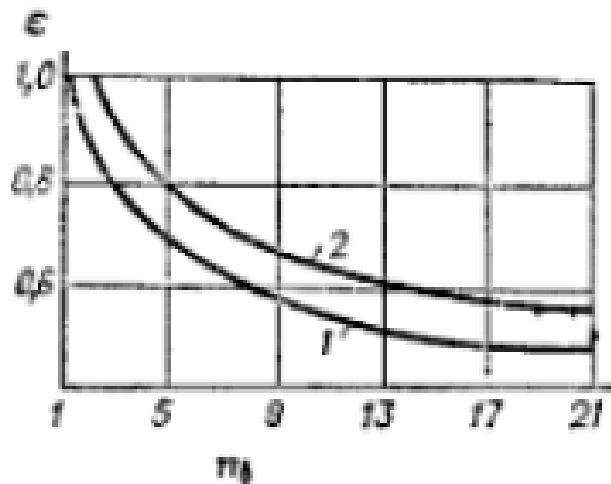


Рис. 2.9. Залежність поправки ϵ від кількості труб для коридорного (1) та шахового (2) розташування труб.

Середнє значення коефіцієнту тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні вертикального пучка труб, висотою H :

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^3 g r}{\mu \Delta t H}}$$

Теплофізичні властивості конденсату беруться для температури плівки

$$t_{пл} = 0,5(t_s - t_{ст}),$$

де t_s – температура насичення, за якої відбувається конденсація пари.

Також для розрахунку теплообміну при конденсації пари на вертикальних трубах можна використовувати залежність для розрахунку питомого теплового потоку від пари до стінки, Вт/м²

$$q_1 = 0,001 \frac{B'}{h_{тр}^{0,25}} \Delta t_1^{0,75}$$

де $h_{тр}$ – висота трубок, м;

$\Delta t_1 = t_p - t_{ст1}$ – температурний перепад між парою і зовнішньою стінкою трубки, °С;

$t_{ст1}$ – температура на зовнішній поверхні стінки трубки, °С;

B' – безрозмірний коефіцієнт :

$$B' = 1,34(5700 + 56t_s - 0,09t_s^2)$$

В данному випадку для розрахунку тепловіддачі потрібно знати температуру на зовнішній поверхні трубки, яку звичайно можна визначити,

знаючи величину теплового потоку. Тому при розрахунках за цією формулою доводиться використовувати ітераційні методи (наприклад, метод послідовних наближень) або графоаналітичні методи пошуку рішення.

2.20 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при плинні усередині каналів пластинчастих теплообмінників

Коефіцієнт тепловіддачі у каналах пластинчастих теплообмінників залежить від форми виступів (западин) та їх геометричних розмірів і режиму руху теплоносія.

Для теплообмінників типів Р, ПР і Н рекомендуються наступні залежності
– турбулентний режим

$$Nu = C \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

– ламінарний режим

$$Nu = C_{л} \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

– при конденсації пари

$$Nu = C_{к} \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4}$$

Значення коефіцієнтів C , A , $C_{л}$, $A_{л}$, $C_{к}$, приведені у таблицях В.4 і В.5 додатку В.

Для стрічково-поточних і сітчато-поточних теплообмінників використовують залежності виду (турбулентний режим):

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

Для стрічково-поточних теплообмінників Р-12, Р-13, Р-16, Р-1 використовують залежність (турбулентний режим):

$$Nu = 0,212 Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{1}{d_e} \right)^{-0,35}$$

Для розрахунків тепловіддачі поверхні теплообміну, складеної із профільних листів (рисунок 1.13) і омиваної повітрям або продуктами згоряння, рекомендується застосовувати наступні критеріальні рівняння:

– при шаховому розташуванні трапецевидних виступів

$$Nu = 0,083 Re^{0,8}$$

– у двокутових каналах з перехресним введенням і виводом повітря

$$Nu = 0,018 Re^{0,18}$$

– у хвилеподібних каналах

$$Nu = 0,045 (1 + 0,9 (d/(r+\delta))^{0,62}) Re^{0,7}.$$

2.21 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при русі теплоносія у середині каналів спіральних теплообмінників

Критерій Нуссельта

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D} \right)$$

де D – зовнішній діаметр спіралі (рисунок 1.18), м

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_c$$

де $d = 2r + t$ – внутрішній діаметр спірального теплообмінника, м;

$r = 0,15$ м — внутрішній радіус спіралей (див. дод. В, таблиця В.6);

N — кількість витків спіралей, приймаємо $N = 24$ (парне число);

$t = \delta + \delta_c = 0,012 + 0,004 = 0,016$ м – крок спіралі;

δ_c — товщина стінки теплообмінника.

Еквівалентний діаметр спірального теплообмінника знаходять за формулою:

$$d_e = \frac{2b\delta}{b + \delta}$$

де b — ширина полоси спірального теплообмінника (приймається 0,2...1,5), м.

2.22 Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при русі теплоносія у середині каналів пластинчасто-ребристих теплообмінників

Для розрахунку таких поверхонь використовується багато формул (для кожної поверхні своя). В якості прикладу можна привести формулу, що претендує на загальне використання

$$Nu = 0,1417 Re^{0,653} (d/L)^{0,247} (1 + h/L),$$

де L , м – довжина каналу;

h , м – геометричний розмір, наприклад, для поверхонь із жалюзійними ребрами, перфорованими ребрами – величина відгину ребра.

2.23 Особливості розрахунку оребрених поверхонь

Розрахунок теплообмінника, з оребренням однієї або обох сторін, має наступні особливості.

Так, коефіцієнт теплопередачі, віднесений до однієї зі сторін (наприклад зі сторони гарячого теплоносія), має наступний вигляд

$$k_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + R_{\Gamma} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{F_{\Gamma}}{F_{\text{ст}}} + R_x + \frac{1}{\alpha_x} \cdot \frac{F_{\Gamma}}{F_x}},$$

де α_x ($\alpha_{\text{пр}}$), Вт/(м²·К) – приведений коефіцієнт тепловіддачі між теплоносієм і стінкою.

Приведений коефіцієнт тепловіддачі розраховується за формулою:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha \cdot E_{\text{ор}},$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, розрахований за критеріальним рівнянням;

$E_{\text{ор}}$ – ефективність оребрення.

Ефективність оребрення $E_{\text{ор}}$ завжди менше 1, розраховується за формулою:

$$E_{\text{ор}} = 1 - (1 - \eta_p) F_F,$$

де F_F – відношення площі поверхні ребер (F_p) і повної площі оребреної поверхні ($F_{\text{пр}}$);

η_p – ефективність одного ребра .

Якщо оребрення немає, то приймають $E_{\text{ор}} = 1$ і $\alpha_{\text{пр}} = \alpha$.

Ефективність ребра залежить від його форми, площі перетину, розмірів. Нижче приведені залежності для розрахунку деяких типів ребер.

Прямі повздовжні ребра постійного перетину (рисунк 2.10).

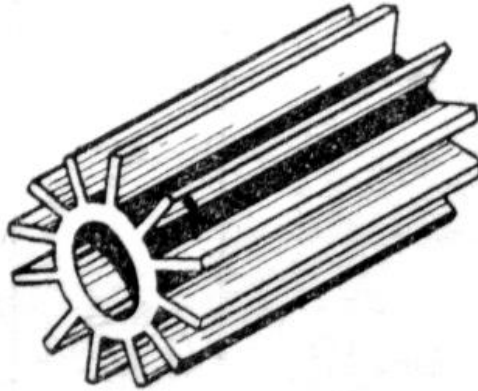


Рис.2.10. Прямі повздовжні ребра

Ефективність ребра

$$\eta_p = \frac{\text{th}(m_p \cdot h_p)}{m_p \cdot h_p},$$

де h_p , m – висота ребра;

m_p – параметр ребра, який визначається за формулою:

$$m_p = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_p \cdot \delta_p}},$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, розрахований за критеріальним рівнянням;

λ_p – теплопровідність матеріалу ребра;

δ_p – товщина ребра.

Круглі поперечні ребра постійного перетину.

Ефективність ребра визначається за графіком в залежності від двох параметрів $a \cdot m_p$ та R/r_0 (дивись рисунок 2.11).

Квадратні поперечні ребра постійного перетину. Розрахунок проводиться аналогічно розрахунку для круглих ребер, але результат додатково домножується на 0,92.

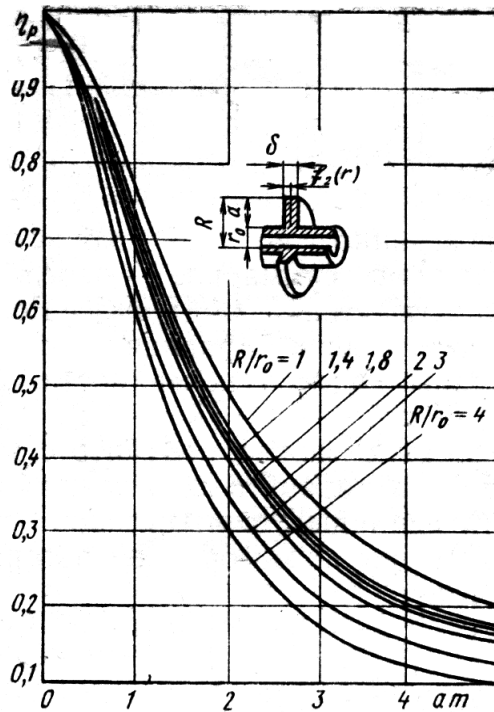


Рис. 2.11. Розрахунок ефективності круглого ребра

В довідковій літературі можна також знайти формули для визначення ефективності інших типів оребрення: стрижневого, плавникового, ребра з перемінним перетином та інші.

2.24 Гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів

Цей розрахунок визначає кількість енергії, витраченої на рух теплоносіїв через апарат. Енергія потоку характеризується повним тиском P_0 , який є сумою статичного тиску P і динамічного напору ($P_d = \rho w^2/2$):

$$P_0 = P + P_d = P + \rho w^2/2$$

При русі теплоносія через теплообмінний апарат його енергія витрачається на тертя об стінки каналів, вихроутворення та підйом. Тому повна енергія потоку на виході з теплообмінника буде менше повної енергії на вході на величину

$$\Delta P_0 = P_{0\text{ вх}} - P_{0\text{ вих}} = \Sigma \Delta P_{\text{тр}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}} + \Sigma \Delta P_{\text{г}},$$

де $\Sigma \Delta P_{\text{тр}}$ – сума гідравлічних втрат на тертя, Па;

$\Sigma \Delta P_{\text{м}}$ – сума втрат напору в місцевих опірах, Па;

$\Sigma \Delta P_{\text{г}}$ – перепад тиску для подолання гідростатичного стовпа рідини, Па.

На практиці більше значення мають втрати статичного тиску у теплообмінному апараті (напір, необхідний для руху рідини або газу через

теплообмінник). Оскільки різниця між повним і статичним тиском є динамічний напір, рівняння для визначення втрат тиску доповнюється ще одним членом

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{тр}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}} + \Sigma \Delta P_{\text{г}} + \Sigma \Delta P_{\text{пр}}$$

де $\Sigma \Delta P_{\text{пр}}$ – сума втрат напору, обумовлених прискоренням потоку, Па.

Складові втрат тиску визначаються наступним чином:

– опір тертя $\Delta P_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_e} \frac{\rho \cdot w^2}{2};$

– місцеві опори $\Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{\rho \cdot w^2}{2};$

– гідростатичний опір $\Delta P_{\text{г}} = \rho \cdot g \cdot h;$

– втрати на прискорення потоку $\Delta P_{\text{пр}} = \rho_{\text{вих}} w_{\text{вих}}^2 - \rho_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2,$

де $\xi_{\text{тр}}$ – коефіцієнт опору тертя;

$\zeta_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору;

ρ – густина теплоносія;

w – швидкість теплоносія,

L – довжина ділянки,

d_e – еквівалентний діаметр;

h – висота підйому теплоносія.

Індекси «вх» і «вих» відповідають параметрам теплоносія на вході та виході з ділянки. Параметри без індексів узяті при середніх значеннях температури і тиску теплоносія на ділянці.

У процесі гідравлічного розрахунку теплообмінника обидва його тракти (для гарячого та холодного теплоносіїв) розбиваються на ділянки. Для кожної ділянки визначаються вказані складові, після чого вони складаються та визначаються сумарні гідравлічні втрати для кожного теплоносія.

При ізотермічній течії в прямих каналах $\xi_{\text{тр}}$ визначають за формулами:

– для ламінарного режиму (при $Re < 2,2 \cdot 10^3$)

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{A}{Re},$$

де A — коефіцієнт, значення якого залежить від форми каналу (для круглого каналу $A=0.64$)

– для турбулентного режиму

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad \text{при } 2,2 \cdot 10^3 < \text{Re} < 10^5$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,23}} \quad \text{при } 10^5 < \text{Re} < 10^8$$

або

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln \text{Re} - 1,5)^2}$$

Вплив шорсткості враховують тільки при турбулентній течії теплоносія. Якщо товщина витіснення пограничного шару δ^* менша за середню висоту виступів шорсткості Δ , коефіцієнт $\xi_{\text{тр}}$ визначають за формулою:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg\left(\frac{r}{\Delta}\right)\right)^2},$$

де r — внутрішній радіус труби.

При повздовжньому обтіканні пучків труб уздовж вісі опір знаходять за формулою для прямих каналів, до якої підставляють еквівалентний діаметр каналу, що утворився між трубками пучку та корпусом.

При поперечному обтіканні пучків труб коефіцієнт опору тертю визначають за формулами:

- для шахових пучків

$$\begin{aligned} \xi_{\text{тр}} &= (4 + 6,6m) \text{Re}^{-0,28} & \text{при } S_1/d < S_2/d; \\ \xi_{\text{тр}} &= (5,4 - 3,4m) \text{Re}^{-0,28} & \text{при } S_1/d > S_2/d; \end{aligned}$$

- для коридорних пучків

$$\xi_{\text{тр}} = (6 + 9m) (S/d)^{-0,28} \text{Re}^{-0,26}$$

У цих формулах швидкість, яка входить до числа Re , віднесена до вузького перетину пучка, а фізичні параметри — до середньої температури теплоносія $t_{\text{сер}}$; m — кількість рядів у напрямку потоку.

При натіканні потоку на пучки під кутом $\varphi < 90^\circ$ значення $\xi_{\text{тр}}$, визначене за формулою, треба помножити на поправочний коефіцієнт ε_φ , значення якого залежить від φ (табл. 2.9).

Таблиця 2.9.

Поправка на кут набігання потоку на трубки

$\varphi, ^\circ$	90	80	70	60	50	40	30	10
ε_φ	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Втрати тиску в спіральному теплообміннику зі штифтами з кроком 70 мм і коридорним розташуванням можна визначити за формулою, Па

$$\Delta P = 0,0113 \frac{g \cdot L \cdot \rho \cdot w^2}{Re^{0,25} \delta},$$

де g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

L – довжина спіралі, м;

ρ – густина теплоносія, kg/m^3 ;

w – швидкість теплоносія, m/s ;

Re – число Рейнольдса;

δ – ширина каналу, м.

Для пластинчастих теплообмінників типів Р, ПР і Н рекомендуються наступні залежності

– турбулентний режим

$$\xi = A Re^{-0,25}$$

– ламінарний режим

$$\xi = A_L Re^{-1}$$

Значення коефіцієнтів C , A , C_L , A_L , C_K , приведені у таблиці В.5 додатку В.

Для стрічково-поточних і сітчато-поточних теплообмінників використовують залежність (турбулентний режим):

$$\xi = A Re^{-0,25}$$

Значення коефіцієнту A приведені у таблиці В.6 додатку В.

Для стрічково-поточних пластинчастих теплообмінників Р-12, Р-13, Р-16, Р-1 використовують залежність (турбулентний режим):

$$\xi = \frac{28,8(tg)^{1,33} \left(\frac{S}{b} - 2 \right)^{0,33}}{Re^{0,38} \left(\frac{S}{b} - 2 \right)^{0,189}}$$

Гідравлічний опір поверхонь теплообміну із профільних листів при протитечії теплоносіїв знаходять за формулою:

– при шаховому розташуванні трапецевидних виступів

$$\Delta P = Eu_0 z_1 \rho w^2$$

де z_1 — кількість виступів по ходу потоку;
 Eu – критерій Ейлера:

$$Eu_0 = Eu/m = 6,9 Re^{0,25};$$

де m – кількість виступів поперек потоку;

– у двокутніх каналах з перехресним введенням і виведенням повітря:

$$\Delta P_{\Pi} = 0,416 L_{\Pi}/d_n \rho_{\Pi} w_n^2 Re_{\Pi}^{0,2}$$

$$\Delta P_{\Gamma} = 0,28 L_{\Gamma}/d_{\Gamma} \rho_{\Gamma} w_{\Gamma}^2 Re_{\Gamma}^{0,2}$$

де індекс «п» відповідає повітряній, а індекс «г» - газовій стороні;

L_{Π}, L_{Γ} – довжина листа по ходу повітря і газу.

– у хвилеподібних каналах:

$$\Delta P = 0,635 \rho w^2 L/(2d) Re^{-0,2} (1+2,42 (d/(r+\delta))^{1,05})$$

Для деяких найбільш характерних місцевих опорів можна прийняти наступні значення ζ_m :

вхідна або вихідна камера (удар та поворот)	1,5
між ходами або секціями	2,5
через коліно в секціях	2,0
біля трубної перегородки	1,5
в U-подібній трубі	0,5
огинання трубних перегородок	0,5
вхід у міжтрубний простір	1,5
вихід із трубного простору	1,0

поперечне омивання труб у міжтрубному просторі (m — кількість рядів труб):

$$\zeta_m = 3 m Re^{-0,2}$$

Потужність N , кВт, що необхідна для переміщення теплоносія через ТА:

$$N = \Delta P G / (1000 \rho \eta_n),$$

де η_n – ККД насоса (вентилятора).

Діаметри патрубків, м, для входу і виходу теплоносіїв визначають за формулами

$$d = \sqrt{\frac{4V_{сек}}{\pi w}},$$

де $V_{сек}$ — секундна витрата рідини, пару або газу, м³/с;

w — швидкість рідини, пару або газу, м/с.

2.25 Розрахунок теплообмінного апарату на міцність

Механічний розрахунок передбачає розрахунок основних вузлів і деталей апарату на міцність. Конструкція та елементи апаратів повинні розраховуватися на найбільший допустимий робочий тиск з урахуванням можливих температурних напруг, особливостей технології виготовлення деталей, агресивності дії робочого середовища і особливостей експлуатації.

Елементи теплообмінних апаратів звичайно знаходяться під дією різних навантажень. Так, наприклад, на корпус теплообмінника діють (рис. 2.11 і 2.12):

- навантаження від внутрішнього тиску теплоносія (P);
- розподілене навантаження на вигин від маси корпусу та теплоносія (q_k , q_T);
- навантаження від трубних дошок та кришок, що вигинають корпус (F_1 , F_2);
- навантаження на розтягнення або стискання, які виникають при різних теплових розширеннях труб та корпусу (F_{pc});
- навантаження від трубопроводів, які під'єднуються до патрубків теплообмінника, і можуть вигинати або скручувати корпус у різних площинах ($F_{п1...п4}$).

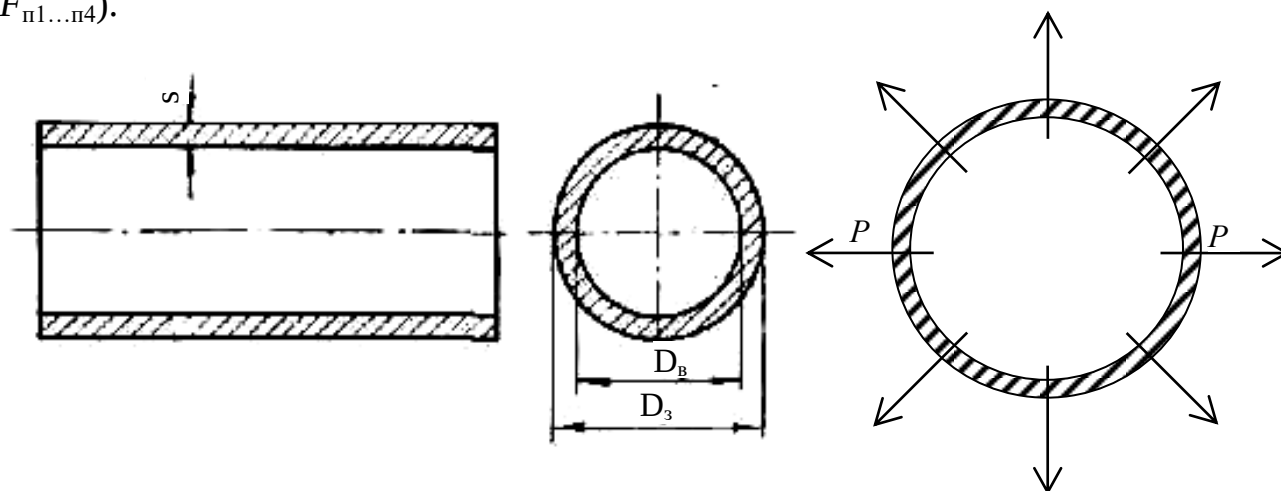
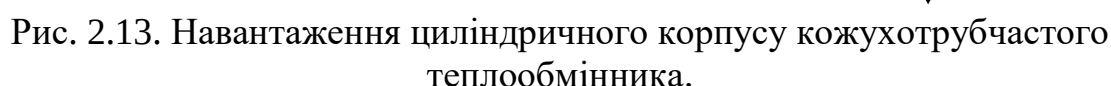


Рис. 2.12. Ескіз циліндричного корпусу кожухотрубного теплообмінника та дії внутрішнього тиску.



– окружна від внутрішнього тиску

$$\sigma_{\varphi} = \frac{p \cdot D}{200 \cdot s \cdot \varphi}$$

– осьова від внутрішнього тиску

$$\sigma_{pz} = \frac{p \cdot D^2}{400 \cdot (D + s) s \cdot \varphi}$$

– осьова від розтягнення (стискання)

$$\sigma_{zz} = \frac{F_{pc}}{100 \cdot F \cdot \varphi}$$

— осьова від моменту, що вигинає

$$\sigma_b = \frac{M_b}{100 \cdot W \cdot \varphi}$$

– сумарна середня осьова напруга

$$\sigma_z = \sigma_{pz} \pm \sigma_{zz} \pm 0.8\sigma_b$$

– радіальна від внутрішнього тиску

$$\sigma_r = \frac{p}{200}$$

— при вигині

$$\sigma_B = \frac{M_B}{100 \cdot W \cdot \phi_B}$$

— Від моменту, що крутить

$$\tau_K = \frac{M_K}{100 \cdot W}$$

Головні напруги при спільній дії різних навантажень, розраховуються за наступними формулами:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= 0.5 \left(\sigma_\varphi + \sigma_z + \sqrt{(\sigma_\varphi - \sigma_z)^2 + 4\tau^2} \right) \\ \sigma_2 &= 0.5 \left(\sigma_\varphi + \sigma_z - \sqrt{(\sigma_\varphi - \sigma_z)^2 + 4\tau^2} \right)\end{aligned}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r$$

При цьому повинна виконуватись умова:

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3,$$

тому індекси при позначеннях головних навантажень остаточно устанавлюються після чисельних значень σ_ϕ і σ_z .

Величина еквівалентного навантаження від дії внутрішнього тиску та вагових навантажень:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3$$

Величина еквівалентного навантаження повинна відповідати умові:

$$\sigma_{eq} \leq [\sigma]$$

Величину припустимої напруги можна визначити за формулами:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k} \quad (k=2,6)$$

$$\text{або } [\sigma] = \frac{\sigma_B}{k} \quad (k=1,5)$$

$$\text{або } [\sigma] = \frac{\sigma_{02}}{k} \quad (k=1,5)$$

Розрахунок на міцність корпусу (круговий циліндричний елемент) від дії внутрішнього тиску проводяться наступним чином.

Для циліндру, що навантажений внутрішнім тиском, товщина стінки (в мм) розраховується за формулою:

$$s = \frac{p \cdot D_B}{200 \cdot \phi \cdot [\sigma] - p} + c \quad \text{або} \quad s = \frac{p \cdot D_{3B}}{200 \cdot \phi \cdot [\sigma] + p} + c$$

Приведена напруга (в кГс/мм²)

$$\sigma_{пр} = \frac{p \cdot [D_B + (s - c)]}{200 \cdot \phi (s - c)} \quad \text{або} \quad \sigma_{пр} = \frac{p \cdot [D_{3B} - (s - c)]}{200 \cdot \phi (s - c)}$$

Припустимий робочий тиск (в кГс/см²)

$$p = \frac{200 \cdot s \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_B + s} \quad \text{або} \quad p = \frac{200 \cdot s \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_{3B} - s}$$

Ці формули справедливі для елементів, що містять
– воду, пароводяну суміш або насичену пару, при

$$\frac{(s - c)}{D_B} \leq 0,28 \quad \text{або} \quad \frac{(s - c)}{D_{3B}} \leq 0,18$$

– перегріту пару, при

$$\frac{(s - c)}{D_B} \leq 0,64 \quad \text{або} \quad \frac{(s - c)}{D_{BB}} \leq 0,28$$

Максимальний припустимий пробний гідравлічний тиск (кГс/см²):

$$\text{–при} \quad \frac{(s - c)}{D_{3B}} \leq 0,13 \quad p_{\max} = \frac{240 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_{3B} - (s - c)}$$

$$\text{–при} \quad \frac{(s - c)}{D_{3B}} \geq 0,13 \quad p_{\max} = \frac{315 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_{3B}} \cdot \left(1 - \frac{(s - c)}{D_{3B}}\right)$$

У наведених формулах величина збільшення товщини корпусу c приймається:

$c = 1$ мм – для барабанів і камер, що зварюються з листа або кованих при товщині листа менш 20 мм;

$c = 0$ – при товщині листа більш 20 мм.

Для елементів, виготовлених із труб, збільшення c (в мм) визначається за формулою:

$$c = A \cdot (s - c),$$

де A – коефіцієнт, який залежить від мінусового допуску за товщиною стінки (табл. 2.10).

Таблиця 2.10.

Поправка на мінусовий допуск

Найбільший мінусовий допуск (від товщини стінки s), %	15	12,5	10	5
A	0,18	0,14	0,11	0,05

Для гнутих труб величина збільшення s (в мм) визначається за формулою:

$$c = A_1 \cdot (s - c),$$

де A_1 — коефіцієнт, що залежить від величини мінусового допуску за товщиною стінки і відношенням радіусу гибу труби (R) до її зовнішнього діаметру $D_{зв}$.

Таблиця 2.10.

Значення коефіцієнту A_1

Найбільший мінусовий допуск за товщиною, %	15	12,5	10	5	0
$1,9 \leq R/D_{зв} \leq 3,5$	0,20	0,17	0,15	0,10	0,08
$1,9 > R/D_{зв}$	0,18	0,15	0,12	0,06	0,03

Якщо корпус послаблений отворами, зварними з'єднаннями або іншим, то це враховується введенням додаткових коефіцієнтів.

Розрахунковий коефіцієнт міцності циліндричного елементу ϕ приймається рівним найменшій з наступних величин: $\phi_{зв}$, ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_k .

Коефіцієнти міцності зварних з'єднань, виконаних будь-яким припустимим способом, що забезпечує повний провар по товщині, за умови проведення в необхідних випадках термічної обробки після зварювання і контролю якості шва всією довжиною методами, що не руйнують, приймаються:

— для вуглецевої низьколегованої марганцевистої та хромо-молібденової, а також для аустенітної сталей $\phi_{зв} = 1,0$;

— для хромомолібденованадієвої та багатохромистої сталей $\phi_{зв} = 0,8$.

Коефіцієнти міцності зварних з'єднань вуглецевої та низьколегованої марганцевистої сталі, контроль якості яких неруйнівними методами виконується не за всією довжиною, приймаються:

— при автоматичному двосторонньому зварюванні під флюсом, електрошлаковому, контактному, однобічному ручному або автоматичному зварюванні під флюсом на підкладній планці або з підваренням підстави шва, ручному зварюванні в атмосфері вуглекислого газу та аргоно-дуговому зварюванні $\phi_{зв} = 0,85$;

— за інших видів ручного електричного або газового зварювання $\phi_{зв} = 0,7$.

Коефіцієнт міцності поперечного зварного з'єднання при вигині приймається:

— для труб з аустенітної та високохромистої сталей: катаних $\phi_{зв} = 0,6$; ковано-свердлених $\phi_{зв} = 0,7$;

— для труб з перлітної сталі: катаних $\phi_{зв} = 0,8$; ковано-свердлених $\phi_{зв} = 0,9$.

Коефіцієнти міцності при ослабленні циліндричного елемента отворами приймаються:

– для подовжнього ряду або для коридорного поля з однаковим кроком:

$$\phi_1 = \frac{t - d}{t}$$

– для поперечного ряду або для поля отворів з однаковим кроком:

$$\phi_2 = \frac{t_1 - d}{t_1}$$

– для косого ряду отворів:

$$\phi_k = \frac{1 - \frac{d}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left[\frac{m^2}{1 + m^2} \right]^2}}$$

Величини t , t_1 , a , b , d показані на рисунку 2.13, $m = b/a$

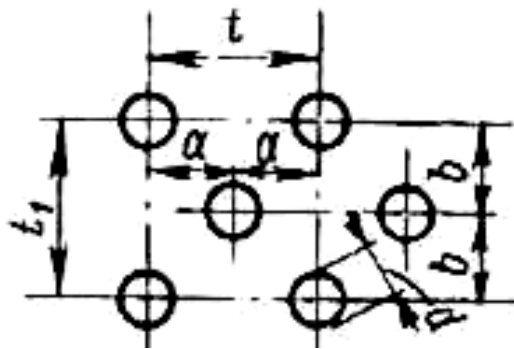


Рис. 2.13. Геометричні характеристики системи отворів у циліндричному елементі.

При шаховому рівномірному розташуванні отворів коефіцієнт міцності приймається рівним найменшому значенню з ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_k .

Поправний коефіцієнт η до номінальної напруги, що допускається, приймається рівним 1.

Найбільший припустимий діаметр неукріпленого отвору (в мм) в циліндричному елементі визначається за формулами:

$$\text{—при } \phi_0 > 0,5 \quad d_{\text{пр}} = 1,2 \left(\frac{4}{3\phi_0} - 1 \right) \sqrt{[(D_{\text{в}} + s)(s - c)]}$$

$$\text{або} \quad d_{\text{пр}} = 1,2 \left(\frac{4}{3\phi_0} - 1 \right) \sqrt{[(D_{\text{зв}} - s)(s - c)]}$$

$$\text{—при } \phi_0 \leq 0,5 \quad d_{\text{пр}} = 2 \left(\frac{1}{\phi_0} - 1 \right) \sqrt{[(D_{\text{в}} + s)(s - c)]}$$

$$d_{\text{пр}} = 2 \left(\frac{1}{\phi_0} - 1 \right) \sqrt{[(D_{\text{зв}} - s)(s - c)]}$$

$$\text{де } \phi = \frac{p \cdot [D_{\text{в}} + (s - c)]}{200 \cdot (s - c) \cdot [\sigma]} \quad \text{або} \quad \phi = \frac{p \cdot [D_{\text{зв}} - (s - c)]}{200 \cdot (s - c) \cdot [\sigma]}$$

Якщо діаметр отвору більше, ніж припустимий, то отвір треба укріпити, за однією із наступних схем (рис. 2.14)

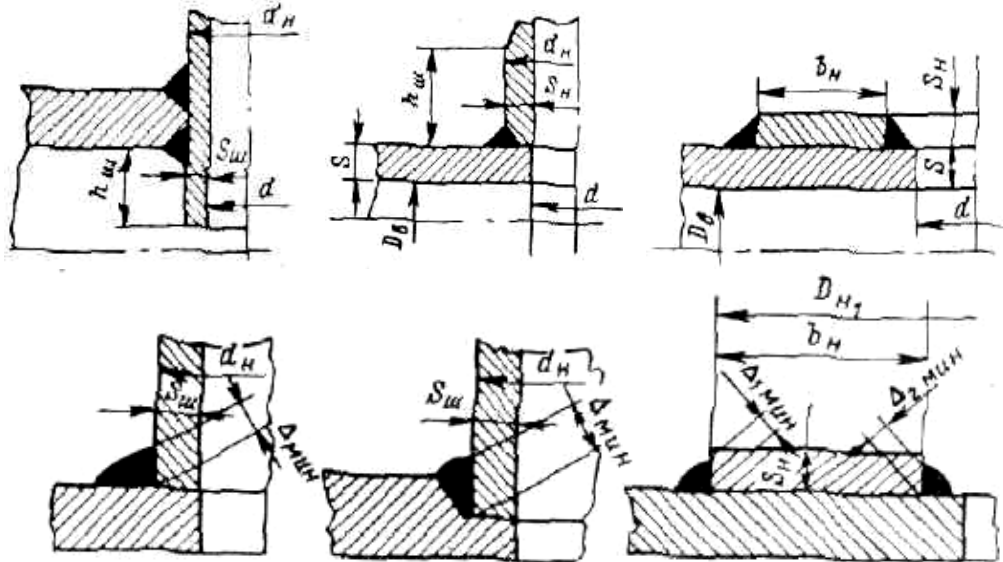


Рис. 2.14. Схеми укріплення отворів.

При зміцненні отворів розміри зміцнювальних елементів повинні вибиратися так, щоб виконувалася нерівність:

$$(f_{\text{ш}} + f_{\text{н}} + f_{\text{св}}) \geq (d - d_{\text{пр}}) s ,$$

де:

$$f_{\text{ш}} = 2 h_{\text{ш}}(s_{\text{ш}} - s_{0\text{ш}})$$

для штуцерів під внутрішнім тиском,

$f_{ш} = 2 h_{ш} s_{ш}$ для штуцерів, розвантажених від тиску;

$$f_{н} = 2 b_{н} s_{н}$$

Величина $b_{н}$ приймається за кресленням, але не більше

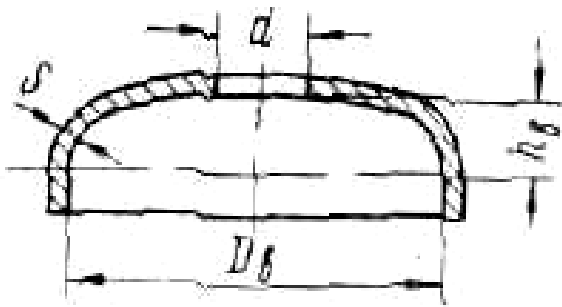
$$b_{н} = \sqrt{[(D_{в} + s)(s - c)]}$$

Мінімальні розрахункові товщини стінок циліндричного елементу s і штуцера $s_{ш}$ визначаються за приведеними вище формулам при $\varphi = 1$, $c = 0$.

Відстань між центрами двох сусідніх отворів не повинна бути менше 1,4 напівсуми діаметрів цих отворів.

Аналогічним чином розраховуються трубки та циліндричні колектори з отворами.

Розрахунок опуклих днищ від дії внутрішнього тиску (рис. 2.15) ведеться наступним чином:



$$Z = 1 - d/D_{в}$$

$$0,2 \leq h_{в}/D_{в} \leq 0,3$$

Рис. 2.15. Опукле днище.

Товщина стінки опуклого днища (при $h_{в}/D_{в} \geq 0,2$; $(s - c)/D_{в} \leq 0,1$; $d/D_{в} \leq 0,6$) приймається, мм

$$s = \frac{p \cdot D_{в}}{400 \cdot z \cdot \sigma_{дон} - p} \cdot \frac{D_{в}}{2 \cdot h_{в}} + c$$

Коефіцієнт z , що враховує ослаблення днища неукріпленим отвором:

$$z = 1 \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_{в}(s - c)}} \leq 0,4$$

$$z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_{в}(s - c)}} + 1,5} \quad \text{при} \quad 0,4 < \frac{d}{\sqrt{D_{в}(s - c)}} \leq 2$$

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_{в}(s - c)}} + 2} \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_{в}(s - c)}} > 2$$

Розрахунок на міцність трубної дошки полягає у визначенні її товщини для даних робочих умов.

Товщина трубної дошки, закріпленої між фланцем корпусу і циліндричною камерою (кришкою), визначається за формулою, м:

$$h = 0,393 \cdot K \cdot D \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma] \cdot \varphi}},$$

де P_p – приймається рівним $P_p = 1,15 \cdot P$;

φ – коефіцієнт міцності трубної решітки;

K – коефіцієнт, що враховує з'єднання трубної дошки та корпусу, $K = 0,92$.

Для розбиття трубної решітки за циліндричними колами коефіцієнт міцності визначається як:

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d}{t}$$

де d – діаметр отвору в трубній решітці, рівний зовнішньому діаметру труби;

t – крок між трубами.

Оскільки, труби в трубні дощі закріплюються розвальцьовуванням, товщина стінки за рахунок розвальцьовування труб може бути більше, ніж за розрахунком з умови міцності.

Товщина сталеві трубно дошки з трубами, закладеними розвальцьовуванням, повинна бути, м:

$$h > h_{\min} = \frac{d}{8} + 0,005$$



ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

3.1 Розрахунок водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі»

Завдання на проєктування водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі» (див. табл. А.1 і А.2 додатка А).

Визначити площу поверхні нагріву і число секцій протитечісного водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі» за наступних умов:

- 1) коефіцієнт теплопровідності сталюї труби $\lambda_{ст} = 51 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$;
- 2) довжина одної секції $l = 4 \text{ м}$;
- 3) температура гарячої води на вході $t_{p1}' = 125 ^\circ\text{C}$;
- 4) температура гарячої води на виході $t_{p1}'' = 75 ^\circ\text{C}$;
- 5) гаряча вода рухається внутрішньою сталюю трубою, холодна – у міжтрубному просторі;
- 6) температура холодної води на вході $t_{p2}' = 20 ^\circ\text{C}$;
- 7) температура холодної води на виході $t_{p2}'' = 60 ^\circ\text{C}$;
- 8) діаметр внутрішній труби – $d_2 / d_1 = 38 / 34 \text{ мм}$, діаметр зовнішньої труби $D_2/D_1 = 57/51$;
- 9) кількість переданого тепла $Q = 100 \text{ кВт}$.

Розрахунок водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі»

Розрахунок теплообмінника починаємо з визначення фізичних властивостей гарячого і холодного теплоносіїв, для чого знаходимо середньоарифметичні значення їх температур:

$$t_{ср1} = 0,5(t_{p1}' + t_{p1}'') = 0,5(125 + 75) = 100 ^\circ\text{C}$$

$$t_{ср2} = 0,5(t_{p2}' + t_{p2}'') = 0,5(20 + 60) = 40 ^\circ\text{C}$$

За таблицею Г.2 (Додаток Г) визначаємо фізичні властивості води за відповідних температур та заносимо їх значення до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Фізичні характеристики теплоносіїв

Фізичні величини	Теплоносій	
	гарячий ($t_{ср1} = 100 ^\circ\text{C}$)	холодний ($t_{ср2} = 40 ^\circ\text{C}$)
Густина, кг/м^3	$\rho_{p1} = 958,4$	$\rho_{p2} = 992,2$
Теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$c_{p1} = 4,22$	$c_{p2} = 4,174$

Теплопровідність, Вт/(м °С)	$\lambda_{p1} = 0,683$	$\lambda_{p2} = 0,635$
Кінематична в'язкість, м ² /с	$\nu_{p1} = 0,295 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{p2} = 0,659 \cdot 10^{-6}$
Критерій Прандтля	$Pr_{p1} = 1,75$	$Pr_{p2} = 4,31$

Із рівняння теплового балансу визначаємо витрати теплоносіїв:

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_{p1} - t''_{p1}) = G_2 c_{p2} (t''_{p2} - t'_{p2});$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1} (t'_{p1} - t''_{p2})} = \frac{100}{4,22(125 - 75)} = 0,47 \text{ кг/с}$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} (t''_{p2} - t'_{p2})} = \frac{100}{4,174(60 - 20)} = 0,6 \text{ кг/с}$$

Визначаємо швидкість руху гріючої води:

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{p1} \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,47}{958,4 \cdot 3,14 \cdot 0,034^2} = 0,54 \text{ м/с}$$

Визначаємо швидкість руху води, що нагрівають:

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_{p2} \pi (D_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,6}{992,2 \cdot 3,14 \cdot (0,051^2 - 0,038^2)} = 0,67 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для потоку гріючої води

$$Re_{p1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{p1}} = \frac{0,54 \cdot 0,034}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 62237$$

Оскільки число $Re > 10^4$, режим течії турбулентний – розрахунок числа Нусельта проводимо за формулою:

$$Nu_{p1} = 0,021 \cdot Re_{p1}^{0,8} Pr_{p1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{p1}}{Pr_{ct1}} \right)^{0,25}$$

Так як температура стінки невідома, то в першому наближенні задаємо її значення:

$$t_{ct1} \approx 0,5(t_{cep1} + t_{cep2}) = 0,5(100 + 40) = 70^\circ \text{ C}$$

Число Прандтля за температури стінки $t_{ст1} = 70^\circ\text{C}$ $Pr_{ст} = 2,55$.

Число Нусельта зі сторони гріючої води:

$$Nu_{p1} = 0,021 \cdot 62237^{0,8} (1,75)^{0,43} \left(\frac{1,75}{2,55} \right)^{0,25} = 166,4$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі від гарячої води до стінок труби:

$$\alpha_1 = Nu_{p1} \frac{\lambda_{p1}}{d_1} = 166,4 \frac{0,683}{0,034} = 3342,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Число Рейнольдса для потоку холодної води:

$$Re_{p2} = \frac{w_2 d_e}{\nu_{p2}} = \frac{0,67 \cdot 0,013}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 13217$$

$$\text{де } d_e = D_1 - d_2 = 0,051 - 0,038 = 0,013 \text{ м.}$$

Оскільки число $Re > 10^4$, то режим руху рідини турбулентний.

Приймаємо в першому наближенні температуру стінки зі сторони води, що нагрівають:

$$t_{ст2} = t_{ст1} = 70^\circ\text{C}$$

Число Прандтля за прийнятою температурою стінки:

$$Pr_{ст2} = Pr_{ст1} = 2,55$$

Число Нусельта зі сторони холодної води визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} Nu_{p2} &= 0,017 Re_{p2}^{0,8} \cdot Pr_{p2}^{0,4} \left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} \left(\frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 (13217)^{0,8} \cdot 4,31^{0,4} \left(\frac{4,31}{2,55} \right)^{0,25} \left(\frac{0,051}{0,038} \right)^{0,18} = 72,6 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що нагрівають

$$\alpha_2 = Nu_{p2} \frac{\lambda_{p2}}{d_e} = 72,6 \frac{0,635}{0,013} = 3546,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Так як $d_2/d_1 < 2$, то розрахунок коефіцієнту теплопередачі можна вести за рівнянням плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3342,7} + \frac{0,002}{51} + \frac{1}{3546,2}} = 1612, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

де $\delta = (d_1 - d_2)/2 = (0,038 - 0,034)/2 = 0,002 \text{ м}$ — товщина стінки;
 $\lambda_{\text{ст}} = 50$

Визначаємо більший і менший температурні напори:

$$\Delta t_6 = t'_{\text{p1}} - t''_{\text{p2}} = 125 - 75 = 50^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_{\text{p1}} - t'_{\text{p2}} = 60 - 20 = 40^\circ \text{C}$$

Розраховуємо середній логарифмічний температурний перепад:

$$t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50}{40}} = 44,8^\circ \text{C}.$$

Визначаємо питомий тепловий потік:

$$q = k \Delta t_{\text{сеп}} = 1612 \cdot 44,8 = 72217,6 \text{ Вт/м}^2$$

Площа поверхні нагріву:

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{100 \cdot 10^3}{72217,6} = 1,38 \text{ м}^2$$

Визначаємо число секцій:

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l} = \frac{1,38}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 4} = 3,23 \approx 3$$

Знаходимо температуру стінки труби зі сторони гарячої води:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{сеп1}} - \frac{q}{\alpha_1} = 100 - \frac{72217}{3342,7} = 78,4^\circ \text{C}$$

Число Прандтля за цієї температури знаходимо за таблицею Г.2 (додаток. Г) $\text{Pr}_{\text{ст1}} = 2,26$. Уточнене значення поправки на зміну фізичних властивостей гріючої рідини:

$$\left(\frac{Pr_{p1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{1,75}{2,26}\right)^{0,25} = 0,938$$

В першому наближенні було прийнято:

$$\left(\frac{Pr_{p1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{1,75}{2,55}\right)^{0,25} = 0,91$$

Знаходимо температуру стінки труби зі сторони гріючої води:

$$t_{ct2} = t_{cep2} + \frac{q}{\alpha_2} = 40 + \frac{72217}{3546,2} = 60,4 \text{ } ^\circ C$$

Число Прандтля за цієї температури знаходимо за таблицею Г.2 (додаток. Г) $Pr^o = 2,96$.

Уточнене значення поправки на зміну фізичних властивостей нагріваємої рідини:

$$\left(\frac{Pr_{p2}}{Pr'_{c2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{4,31}{2,96}\right)^{0,25} = 1,1$$

В першому наближенні було прийнято:

$$\left(\frac{Pr_{жс2}}{Pr_{c2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{4,31}{2,55}\right)^{0,25} = 1,14$$

Визначаємо розходження між уточненими і прийнятими значеннями фізичних величин теплоносіїв. Якщо розходження не перевищує 5 %, виконувати перерахунок не потрібно. У випадку недотримання цієї умови слід зробити перерахунок, встановивши нове значення температури стінки.

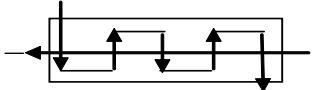
Оскільки уточнене значення поправки гріючого теплоносія не відрізняється від прийнятого більш чим на 5 %, то робити перерахунок у другому наближенні не потрібно.

3.2 Розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника

Завдання на проектування кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника (див. табл. А.1 і А.3 додатка А)

Спроекувати теплообмінний апарат для підігріву води, яка призначена для задоволення потреб господарчо-побутових споживачів за наступних умов:

1) тип компонування труб – шахове;

2) схема руху теплоносіїв , багаторазова перехресна течія із загальною протитечією; кількість ходів – 5;

3) теплопродуктивність $Q = 2500$ кВт;

4) початкова температура холодної води – $t_{1п} = 50^\circ\text{C}$;

5) кінцева температура холодної води – $t_{1к} = 80^\circ\text{C}$;

6) початкова температура гарячої води – $t_{2п} = 115^\circ\text{C}$;

7) кінцева температура гарячої води – $t_{2к} = 90^\circ\text{C}$.

Гаряче середовище – вода, що надходить із бойлера, тече трубами. Холодне середовище – вода з системи холодного водопостачання, обтікає труби зовні.

Тип ТА: горизонтальний, кожухотрубчастий теплообмінник з прямими гладкими трубами. Компонування пучка – квадратне. Розташування труб – коридорне або шахове (в залежності від варіанту) з рівними кроками, перегородка сегментна.

Розрахунок водо-водяного кожухотрубчастого теплообмінника

Властивості води беруться з таблиці Г.3 додатка Г:

Холодна вода:

Середня температура, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{сеп1}} = 0,5(t_{1п} + t_{1к}) = \\ = 0,5(50 + 80) = 65^\circ\text{C}$$

Питома теплоємність води, кДж / (кг $^\circ\text{C}$)

$$c_1 = 4,181$$

Густина води, кг/м³

$$\rho_1 = 980$$

Коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м $^\circ\text{C}$)

$$\lambda_1 = 0,666$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м²/с

$$\nu_1 = 4,422 \cdot 10^{-7}$$

Критерій Прандтля

$$Pr_1 = 2,721$$

Гаряча вода:

Середня температура, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{сеп2}} = 0,5(t_{2п} + t_{2к}) = \\ = 0,5(115 + 90) = 102,5^\circ\text{C}$$

Питома теплоємність води, кДж / (кг $^\circ\text{C}$)

$$c_2 = 4,225$$

Густина води, кг/м³

$$\rho_2 = 963$$

Коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м $^\circ\text{C}$)

$$\lambda_2 = 0,682$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м²/с

$$\nu_2 = 2,867 \cdot 10^{-7}$$

Критерій Прандтля

$$Pr_2 = 1,71$$

Тиск гарячої води на вході до підігрівача повинен бути вище атмосферного тиску тому, що температура води на вході більше 100 °С.

З таблиць властивостей води тиск насичення для температури 115°С дорівнює 0,115 МПа. Із запасом приймаємо:

$$P_2 = 0,12 \text{ МПа}$$

Приймаємо температуру стінки (початкове наближення, згодом уточнюється):

$$t_{\text{ст}} = 0,5(t_{\text{сер1}} + t_{\text{сер2}}) = 83,6^\circ\text{C}$$

Матеріал трубок вибирається на підставі рекомендацій. Властивості матеріалів наведені у додатку Д. Обраний матеріал: нержавіюча сталь.

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубок $\lambda_2 = 30 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$

В якості поверхні теплообміну використовується пучок гладких трубок. Діаметр труб і товщину стінок вибирають за рекомендаціями п.2.8:

Зовнішній діаметр (прийнято) $d_{\text{зв}} = 16 \text{ мм}$

Товщина стінки (прийнято) $\delta_{\text{ст}} = 1,6 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр $d_{\text{в}} = d_{\text{зв}} - 2\delta_{\text{ст}} = 12,8 \text{ мм}$

Середній діаметр $d_{\text{ср}} = 0,5(d_{\text{зв}} + d_{\text{в}}) = 14,4 \text{ мм}$

Обирається тип закріплення труб у трубних дошках (вальцювання) і кроки між трубами в пучку (повздовжній s_1 і поперечний s_2). Нехай повздовжній і поперечний кроки рівні між собою ($s_1 = s_2 = s_t$). Тоді приймаємо:

$$s_t = 1,4d_{\text{зв}} = 22,4 \text{ мм}$$

Із рівняння теплового балансу визначаємо витрати теплоносіїв:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1\text{к}} - t_{1\text{п}}) = G_2 c_2 (t_{2\text{п}} - t_{2\text{к}});$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_{1\text{к}} - t_{1\text{п}})} = 20 \text{ кг/с}$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2\text{п}} - t_{2\text{к}})} = 23,7 \text{ кг/с}$$

Визначення середнього температурного перепаду між теплоносіями:

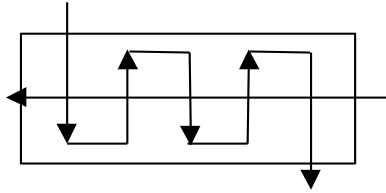


Схема руху середовищ - багаторазова перехресна течія:

гарячий теплоносіє, (вода, 1 хід, тече трубами) не перемішується;

холодний теплоносіє (вода, 5 ходів, тече між трубами) перемішується безупинно;

загальний напрямок - протиток.

Водяні еквіваленти для теплоносіїв:

$$W_1 = G_1 c_1 = 8.361 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}$$

$$W_2 = G_2 c_2 = 1,003 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}$$

Максимальний і мінімальний водяні еквіваленти:

$$W_{\min} = \min(W_1, W_2) = 8.361 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}$$

$$W_{\max} = \max(W_1, W_2) = 1,003 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}$$

Зміна температур теплоносіїв:

$$\Delta t_1 = (t_{1\text{к}} - t_{1\text{п}}) = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (t_{2\text{п}} - t_{2\text{к}}) = 25^\circ\text{C}$$

Мінімальна зміна температур:

$$\Delta t_{\min} = \min(\Delta t_1, \Delta t_2) = 25^\circ\text{C}$$

Допоміжні функції:

$$A = W_{\max} / W_{\min} = 1,2$$

$$R = W_{\min} / W_{\max} = 0,833$$

$$P = \Delta t_{\min} / (t_{\text{г вх}} - t_{\text{х вх}}) = 0,385$$

$$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4 \cdot p_e \cdot A} = 0,369$$

де $p_e = 0,98$ (див. додаток Е)

Середній температурний перепад:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{z_t \cdot P \cdot R \cdot (t_{\text{г вх}} - t_{\text{х вих}})}{\ln \left(\frac{2 - P \cdot R \left[(A+1) - z_t \right]}{2 - P \cdot R \left[(A+1) + z_t \right]} \right)} = 42^\circ \text{C}$$

Приймаємо швидкість гарячої води:

$$w_2 = 1 \text{ м/с}$$

Визначаємо основні конструктивні розміри теплообмінника.

Кількість трубок у пучку, необхідних для проходу води:

$$n_{\text{тр}} = \frac{G_2}{\rho_2 w_2 \pi \frac{d^2}{4}} = 191,5$$

Кількість трубок в одному ряді (прийнято, що кількість труб у ряді дорівнює кількості рядів)

$$n_{\text{лр}} = \sqrt{n_{\text{тр}}} = 13,8$$

Призначаємо кількість труб в одному ряді:

- для коридорного компоновання труб $n_{\text{лр}} = 14$
- для шахового компоновання труб $n_{\text{лр}} = 13,5$

Примітка: при шаховому розташуванні труб у непарних рядах може бути на одну трубку більше ніж у парних. Отже, при кількості трубок у непарному ряді 14, у парному буде 13, а «середня» кількість трубок 13,5.

Кількість рядів: $n_{\text{р}} = 14$

Кількість отворів у трубній дошці:

$$n_{\text{о}} = n_{\text{лр}} n_{\text{р}} = 196$$

Уточнюємо кількість трубок у теплообміннику (з урахуванням того, що один отвір у центрі трубної дошки буде використовуватися під стяжний стрижень, на якому будуть кріпитися перегородки):

$$n_{\text{тр}} = n_{\text{о}} - 1 = 195$$

Уточнюємо швидкість гарячої води в трубах:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 n_{\text{тр}} \pi \frac{d_{\text{в}}}{4}} = 0,98 \text{ м/с}$$

Визначення діаметра корпусу.

Приймаємо коефіцієнт заповнення трубної дошки (0,7...0,95) $\eta_{\text{тр}} = 0,8$

Діаметр гнізда трубок $D_{\text{тр}} = 1,05 \cdot s_t \cdot \sqrt{\frac{n_0}{\eta_{\text{тр}}}} = 0,368 \text{ м}$

Внутрішній діаметр корпусу повинен бути більше величини $D_{\text{тр}} + d_{\text{зв}} = 0,384 \text{ м}$ на величину конструктивного зазору (60-180 мм).

Виходячи з цього, в якості кожуха можна використати трубу з умовним діаметром 500 мм (таблиця Б.9 додатку Б):

овнішній діаметр кожуха $D_{\text{зв}} = 0,508 \text{ м}$

товщина стінки кожуха $\delta_{\text{к}} = 0,006 \text{ м}$

внутрішній діаметр кожуха $D_0 = 0,496 \text{ м}$

Визначення коефіцієнту тепловіддачі води, що тече в середині трубок.

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{в}}}{\nu_2} = 4,386 \cdot 10^4$$

Оскільки $\text{Re} > 10\,000$, то режим течії теплоносія турбулентний.

Число Прандтля за температури теплоносія, рівній температурі стінки $\text{Pr}_{\text{ст}} = 2,092$

Число Нусельта для турбулентного режиму:

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 136,8$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \frac{\lambda_2}{d_{\text{в}}} = 7293 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Приймаємо швидкість води, що нагрівається у міжтрубному просторі при поперечному обтіканні трубок (початкове наближення):

$$w_1 = 0,59 \text{ м/с}$$

Визначення коефіцієнту тепловіддачі води, що обтікає трубки зовні (поперечне обтікання пучка труб).

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{3B}}{\nu_1} = 2,135 \cdot 10^5$$

Поправочний коефіцієнт, що залежить від кроку пучка (для коридорного пучка):

$$\varepsilon_s = (s_2/d_{3B})^{-0,15} = 0,951$$

Коефіцієнт, що враховує турбулізацію потоку перед і-м рядом труб:

для першого ряду $\varepsilon_{ni} = 0,6$

для другого ряду $\varepsilon_{ni} = 0,9$

для третього і наступних рядів $\varepsilon_{ni} = 1$

Значення числа Нусельта для кожного ряду:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} (Pr / Pr_{ct})^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_{ni}$$

для першого ряду $Nu_{11} = 144,1$

для другого ряду $Nu_{12} = 216,2$

для третього і наступного рядів $Nu_{13} = 216,2$

Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб:

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_{3B}}$$

для першого ряду $\alpha_{11} = 5997 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$

для другого ряду $\alpha_{12} = 8995 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$

для третього і наступного рядів $\alpha_{13} = 9995 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$

Середній коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб:

$$\alpha_1 = \frac{\sum_{i=1}^{n_p} \alpha_i}{n_p} = \frac{\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{13} (n_p - 1)}{n_p} = 9638 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішнього діаметру:

$$k_B = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{d_B}{2 \cdot \lambda_{CT}} \cdot \ln \frac{d_{3B}}{d_B} + \frac{1}{\alpha_{3B}} \cdot \frac{d_B}{d_{3B}}} = 3735 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

Необхідна поверхня теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k_B \cdot \Delta t_{сер}} = 16 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну, що приходить на одну трубку:

$$F_1 = \frac{F}{n_{тр}} = 0,082 \text{ м}^2$$

Довжина трубки:

$$L_{тр} = \frac{F_1}{\pi d_B} = 2,041 \text{ м}$$

Довжина трубки між перегородками:

$$L = \frac{L_{тр}}{Z_1} = 0,408 \text{ м}$$

Площа перетину для проходу води між трубками:

$$S_1 = L(s_t - d_B)(n_{1p} - 1) = 0,064 \text{ м}^2$$

Уточнення швидкості води:

$$w_1' = \frac{G_1}{\rho_1 S_1} = 0,601 \text{ м/с}$$

Перевірка швидкості води при обтіканні трубного пучка:

$$w_1' = \frac{w_1' - w_1}{w_1} 100 = 2 \%$$

Якщо розрахована швидкість води відрізняється від раніше прийнятої більше ніж на 5%, то необхідно повторити розрахунок. При цьому розраховану швидкість води взяти за прийняту.

Температура стінки визначається з рівняння теплового балансу:

$$d_{\text{в}} \alpha_2 (t_{2\text{сер}} - t_{\text{ст}}) - d_{\text{зв}} \alpha_1 (t_{\text{ст}} - t_1) = 0$$

Температура стінки:

$$t_{\text{ст}} = \frac{d_{\text{в}} \alpha_2 t_{2\text{сер}} + d_{\text{зв}} \alpha_1 t_1}{d_{\text{в}} \alpha_2 + d_{\text{зв}} \alpha_1} = 79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Отримане значення температури стінки необхідно порівняти з прийнятим. Якщо розбіжність більш ніж 5%, то необхідно повторити розрахунок. При цьому розраховану температуру стінки взяти за прийняту.

3.3 Гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника

Завдання. Виконати гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного підігрівача, розрахованого у п. 3.2. Розрахункова схема представлена на рис. 3.1.

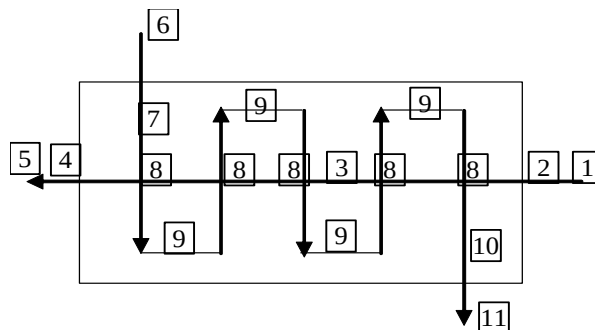


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема для визначення втрат тиску у теплообмінному апараті

Розрахуємо патрубки для підводу і відводу гарячої води

Приймаємо швидкість води в патрубок гарячої води $w_{2\text{п}} = 1,5 \text{ м/с}$.

Діаметр патрубка для підводу і відводу гарячої води

$$d_{2\text{п}} = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi w_{2\text{п}} \rho_2}} = 0,145 \text{ м}$$

Підбираємо для патрубка трубу 150 x 5 мм

Приймаємо швидкість води в патрубку $w_{1\text{п}} = 1,5 \text{ м/с}$

Діаметр патрубка для підводу і відводу води

$$d_{1\text{п}} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1\text{п}} \rho_1}} = 0,132 \text{ м}$$

Підбираємо для патрубків трубу 140 x 5 мм

Визначення втрат напорів гарячої води (рух у трубах).

Втрати на тертя при русі води в трубах (т.3, рис. 3.1)

Коефіцієнт опору тертя при русі води в трубах (при турбулентному русі рідини)

$$\xi_{\text{тр}2} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = 0,022$$

Втрати на тертя при русі води в трубах

$$\Delta P_{\text{тр}2} = \xi_{\text{тр}2} \frac{L_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 1889 \text{ Па}$$

Втрати при вході і виході води з труб (т.2 і 4, рис. 3.1):

Коефіцієнт опору при вході і виході води з труб $\zeta_{\text{вх}2} = 1$.

$$\Delta P_{\text{вх}2} = \zeta_{\text{вх}2} \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 465 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{вих}2} = \Delta P_{\text{вх}2} = 465 \text{ Па}$$

Втрати при русі води в патрубках і в середині кришок (т.1 і 5, рис. 3.1):

Коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води $\zeta_{\text{пт}2} = 1,5$.

$$\Delta P_{\text{пт}2} = \zeta_{\text{пт}2} \frac{\rho_2 \cdot w_{\text{пт}2}^2}{2} = 1626 \text{ Па}$$

Сумарні втрати тиску при русі води у трубах

$$\Delta P_{2\Sigma} = z_2 (\Delta P_{\text{вх}2} + \Delta P_{\text{тр}2} + \Delta P_{\text{вих}2}) + 2\Delta P_{\text{пт}2} = 6070 \text{ Па}$$

Відносні втрати тиску

$$\frac{\Delta P_{2\Sigma}}{P_2} 100 = 4,7 \%$$

Визначення втрат напорів холодної води (рух у міжтрубному просторі)

Втрата напору на вході в міжтрубний простір і виході з нього:
Коефіцієнт опору при вході в пучок (т.7, рис. 3.1) $\zeta_{\text{вх1}} = 1,5$.

$$\Delta P_{\text{вх1}} = \zeta_{\text{вх1}} \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 256 \text{ Па}$$

Коефіцієнт опору при виході з пучка (т.10, рис. 3.1) $\zeta_{\text{вих1}} = 1$.

$$\Delta P_{\text{вих1}} = \zeta_{\text{вих1}} \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 171 \text{ Па}$$

Втрата напору при русі в міжтрубному просторі (т.8, рис. 3.1)
Втрата напору на тертя в пучку

$$\xi_{\text{тр1}} = (4 + 6,6 n_{1\text{p}}) \text{Re}_1^{-0.28} = 5,913$$

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \xi_{\text{тр1}} \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 1009 \text{ Па}$$

Місцевий опір

$$\zeta_{\text{м1}} = 3 n_{1\text{p}} \text{Re}_1^{-0.2} = 5,72$$

$$\Delta P_{\text{м1}} = \zeta_{\text{м1}} \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 975 \text{ Па}$$

Висота вікна в перегородці

$$b_{\text{пер}} = \frac{D_0 - n_{\text{p}} s_t - d_3}{2} = 0,083 \text{ м}$$

Центральний кут сегмента в перегородці

$$\psi_{\text{пер}} = 2 \cdot \arccos \left(\frac{\frac{D_0}{2} - b_{\text{пер}}}{\frac{D_0}{2}} \right) = 96.7^\circ$$

Площа вікна в перегородці (площа сегмента)

$$F_{\text{пер}} = \frac{\left(\frac{D_0}{2}\right)^2 (\psi_{\text{пер}} - \sin(\psi_{\text{пер}}))}{2} = 0,021 \text{ м}^2$$

Примітка. У приведену вище формулу $\psi_{\text{пер}}$ підставляється в радіанах $\psi_{\text{пер}}=1,688$

Швидкість води при обтіканні перегородок

$$w_{1\text{пер}} = \frac{G_1}{F_{\text{пер}}\rho_1} = 0,955 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт опору при обтіканні перегородок $\zeta_{\text{пер}1} = 1,5$.
Втрата напору при обтіканні перегородок (т.9, рис. 3.1)

$$\Delta P_{\text{пер}1} = \zeta_{\text{пер}1} \frac{\rho_1 \cdot w_{\text{пер}1}^2}{2} (z-1) = 2447 \text{ Па}$$

Втрати при русі води в патрубках, вхідній та вихідній камерах (т.6, 11)
Втрата напору при обтіканні перегородок (т.9, рис. 3.1)

Коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води $\zeta_{\text{пт}2} = 1,5$.

$$\Delta P_{1\text{п}} = \zeta_{1\text{п}} \frac{\rho_1 \cdot w_{1\text{п}}^2}{2} = 1654 \text{ Па}$$

Сумарні втрати при русі води в міжтрубному просторі

$$\Delta P_{1\Sigma} = \Delta P_{\text{вх}1} + \Delta P_{\text{вих}1} + 2\Delta P_{2\text{п}} + z_1 (\Delta P_{\text{тр}1} + \Delta P_{\text{м}1}) + \Delta P_{\text{пер}1} = 16100 \text{ Па}$$

Відносні втрати тиску

$$\frac{\Delta P_{1\Sigma}}{P_1} 100 = 10,9 \%$$

3.4 Розрахунок на міцність корпусу кожухотрубчастого водо-водяного теплообмінника

Завдання. Виконати гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого водо-водяного підігрівача, розрахованого у п. 3.2. У розрахунку прийнято, що корпус навантажений тільки внутрішнім тиском теплоносія. Всі інші навантаження не враховуються.

Приймаємо матеріал корпусу сталь X18H9T

З додатка Д для обраного матеріалу $\sigma_T = 490$ МПа, $k=2,6$

Поправочний коефіцієнт $\eta_k = 1$

Припустиме напруження $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k} \eta_k = 189$ МПа

Оскільки корпус виготовлений із труби, то величина збільшення c складає:

$$c = 1 \text{ мм}$$

При найбільшому мінусовому допуску 10% $A = 0,11$.

Збільшення товщини корпусу

$$c = A \cdot (\delta_k - c) = 0,55 \text{ мм}$$

Визначення розрахункового коефіцієнта міцності:

коефіцієнт міцності зварених з'єднань

$$\phi_{зв} = 1,0$$

коефіцієнт міцності поперечного звареного з'єднання при вигині

$$\phi_B = 0,6$$

Тоді

$$\phi = \min (\phi_{зв} ; \phi_B)$$

Максимальний тиск, що може витримати корпус

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot (\delta_k - c) \cdot \phi \cdot [\sigma]}{D_0 + (\delta_k - c)} = 2,46 \text{ МПа}$$

Максимальний тиск багато більше робочого тиску, товщину корпусу збільшувати не потрібно.

Визначення найбільшого припустимого діаметру неукріпленого отвору в корпусі

$$\phi = \frac{p_1 \cdot [D_0 + (\delta_k - c)]}{2 \cdot (\delta_k - c) \cdot [\sigma]} = 0,061$$

$$d_{\text{пр}} = 2 \left(\frac{1}{\phi_0} - 1 \right) \sqrt{[(D_B + s)(\delta_k - c)]} = 1,611 \text{ м}$$

Діаметри отворів під патрубки набагато менші, ніж $d_{\max}$, отвори в корпусі можна не зміцнювати.

3.5 Розрахунок кожухотрубчастого паро-водяного теплообмінника

Завдання на проєктування кожухотрубчастого паро-водяного теплообмінника (див. табл. А.1 і А.4 додатка А).

Зпроєктувати вертикальний паро-водяний підігрівач, призначений для підігріву води в системі опалення виробничих приміщень цеху, при наступних умовах:

- 1) тиск води $P_{\text{в}} = 0,148$ МПа;
- 2) температура води на вході $t_{\text{в}}' = 21$ °С;
- 3) температура води на виході $t_{\text{в}}'' = 87$ °С;
- 4) об'ємна витрата води $G_{\text{в}} = 213$ м³/год;
- 5) тиск гріючої пари $P_{\text{п}} = 0,56$ МПа;
- 6) температура гріючої пари $t_{\text{п}} = 185$ °С.

В парорідинних теплообмінниках пара зазвичай проходить в міжтрубному просторі, а рідина — по трубам.

Тепловий розрахунок підігрівача

За заданим тиском пари $P_{\text{п}} = 0,56$ МПа за таблицею Г.1 додатка Г визначають температуру насичення пари $t_{\text{с}} = 156,04$ °С. Температура пари вище температури насичення, таким чином пара є перегрітою, то ж в теплообміннику є дві зони теплообміну:

- 1) охолодження пари від $t_{\text{п}} = 185$ °С до $t_{\text{с}} = 156,04$ °С;
- 2) конденсація насиченої пари на вертикальних трубах при температурі $t_{\text{с}}$.
Прийнято, що переохолодження конденсату відсутнє.
Розрахунок поверхні проводять окремо для кожної зони.

Визначення теплового навантаження апарата

Параметри теплоносіїв знаходять за таблицями Г.1 і Г.2 додатка Г при середніх температурах води $t_{\text{в.сеп}}$ і пари $t_{\text{п.сеп}}$, °С:

$$t_{\text{в.сеп}} = 0,5(t_{\text{в}}' + t_{\text{в}}'')$$
$$t_{\text{в.сеп}} = 0,5(21 + 87) = 54^{\circ} \text{C}$$

де $t_{\text{в}}'$ — температура води на вході в підігрівач; $t_{\text{в}}''$ — температура води на виході з підігрівача.

$$t_{\text{п.сеп}} = 0,5(t_{\text{п}} + t_{\text{с}})$$
$$t_{\text{п.сеп}} = 0,5(185 + 156,04) = 170,52^{\circ} \text{C}$$

де $t_{\text{п}}$ — температура перегрітої пари, °С; $t_{\text{с}}$ — температура насиченої пари, °С.

При $t_{\text{в.сеп}}$ приймають наступні довідникові дані (табл. Г.2 дод. Г):

- 1) $C_{\text{в}} = 4,176$ кДж/(кг × °С) — теплоємність води;

- 2) $\rho_B = 986,14 \text{ кг/м}^3$ — густина води;
- 3) $\nu_B = 0,525 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості води;
- 4) $\lambda_B = 0,652 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$ — коефіцієнт теплопровідності води;
- 5) $Pr_B = 3,33$ — число Прандтля для води.

При $t_{п\text{сер}}$ за табл. Г.1 дод. Г визначаємо наступне:

- 1) $C_{п\text{п}} = 2,59 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$ — теплоємність пари;
- 2) $\rho_{п} = 4,17 \text{ кг/м}^3$ — густина пари;
- 3) $\nu_{п} = 3,537 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості пари;
- 4) $\lambda_{п} = 0,0313 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$ — коефіцієнт теплопровідності пари;
- 5) $Pr_{п} = 1,21$ — число Прандтля для пари.

Кількість теплоти, кВт, яка передається від пари до води, визначають за формулою

$$Q = G_B \rho_B C_B (t'_B - t''_B)$$

$$Q = 0,0592 \cdot 986,14 \cdot 4,176(87 - 21) = 16081,261 \text{ кВт}$$

де G_B — об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$; C_B — теплоємність води, $\text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$;

Масова витрата пари, кг/с ,

$$D_{п} = \frac{Q}{C_{п\text{п}}(t_{п} - t_s) + r} = \frac{16081,261}{2,59(185 - 156,04) + 2047,8} = 7,576$$

де r — теплота пароутворення, кДж/кг , яка визначається за температурою насичення по табл. Г.1 (дод. Г).

Кількість теплоти, кВт, яка передається від пари до води в 1-й зоні, обчислюють за формулою

$$Q_1 = D_{п} C_{п\text{п}} (t_{п} - t_s) = 7,576 \cdot 2,59(185 - 156,04) = 568,125 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, кВт, яка передається від пари до води в 2-й зоні,

$$Q_2 = D_{п} r = 7,576 \cdot 2047,8 = 15513,136 \text{ кВт}$$

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі і конструктивних розмірів апарату

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі вибирають зовнішній діаметр трубок $d_{зв} = 38 \text{ мм}$ (із ряду $d_{зв} = 20; 25; 38 \text{ мм}$, (додаток Б, таблиця Б.7) і швидкість води в них $w_B = 1,8 \text{ м/с}$. Трубки виготовляють товщиною $\delta_{ст} = 1 \text{ мм}$ зі сталі 12МХ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{ст} = 39 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$ (дод. Д, табл. Д.4). Внутрішній діаметр трубок $d_B = 36 \text{ мм}$.

Визначають режим течії води в трубах

$$Re_B = \frac{w_B d_B}{\nu_B} = \frac{1,8 \cdot 0,036}{0,525 \cdot 10^{-6}} = 123475,61$$

Так як $Re > 10^4$, то режим течії води в трубках — турбулентний.

Критерій Нусельта для турбулентного режиму течії визначається за формулою:

$$Nu_B = 0,023 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,4} \cdot \varepsilon_l = 0,023 \cdot 123475,61^{0,8} \cdot 3,33^{0,4} \cdot 1 = 440,42$$

де Pr — число Прандтля для води; ε_l — поправочний коефіцієнт, при відношенні довжини трубок до їх діаметру $l/d > 50$ коефіцієнт $\varepsilon_l = 1$.

З критеріального рівняння Нуссельта визначають коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінки трубки до води

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_B} = \frac{440,42 \cdot 0,652}{0,036} = 7981,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

Розраховують кількість трубок в трубній решітці

$$n = \frac{4G_B}{\pi d_B^2 \cdot w_B} = \frac{4 \cdot 0,0592}{3,14 \cdot 0,036^2 \cdot 1,8} = 32,3 \text{ шт}$$

Приймаємо ромбічне розташування труб в трубній решітці.

За табл. Б.4 (дод. Б) находимо найбільше ближче значення кількості труб в решітці $n=37$ і відносний діаметр трубної решітки $d_{тр}/t = 6$. Крок між трубками діаметром $d_{зв} = 38$ мм дорівнює $t = 48$ мм (дод. Б, табл. Б.7), тоді діаметр трубної решітки буде

$$d_{тр} = (d_{тр}/t) \times t = 6 \cdot 48 = 288 \text{ мм}$$

Кільцевий зазор k між крайніми трубками і корпусом приймаємо рівним 10 мм.

Внутрішній діаметр корпусу апарату складе

$$D_{a \text{ вн}} = d_{тр} + d_{зв} + 2k = 288 + 38 + 20 = 346 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_{a \text{ вн}} = 400$ мм.

При ромбічному розташуванні труб кількість шестикутників для розташування труб визначається

$$m = \frac{\sqrt{12n-3}}{6} - 0,5 = \frac{\sqrt{12 \cdot 37 - 3}}{6} = 0,5 = 3$$

Кількість труб по діагоналі найбільшого шестикутника складе

$$n_d = 2m + 1 = 2 \cdot 3 + 1 = 7$$

Поверхня теплообміну в 1-й зоні. Визначають площу міжтрубного простору для проходу пари

$$f_{\text{мп}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{авн}}^2 - n d_{\text{зоб}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,4^2 - 37 \cdot 0,038^2) = 0,084 \text{ м}^2$$

Швидкість пари в міжтрубному просторі

$$w_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{мп}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{0,084 \cdot 4,17} = 21,6 \text{ м/с}$$

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від пари до трубки знаходять критерій Рейнольдса для пари

$$\text{Re}_{\text{п}} = \frac{w_{\text{п}} d_{\text{е}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{21,6 \cdot 0,0059}{3,537 \cdot 10^{-6}} = 360333,87$$

де $d_{\text{е}}$ — еквівалентний діаметр, м, який розраховують за формулою

$$d_{\text{е}} = \frac{4 f_{\text{мп}}}{U} = \frac{4 \cdot 0,084}{5,67} = 0,059 \text{ м}$$

де $U = \pi (D_{\text{авн}} + n d_{\text{зоб}}) = 3,14 (0,4 + 37 \cdot 0,038) = 5,67 \text{ м}$ - змочений периметр зовнішньої поверхні трубного пучка.

Критерій Рейнольдса відповідає встановленому турбулентному руху пари, тому критерій Нуссельта буде визначений по формулі

$$\text{Nu}_{\text{п}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} = 0,023 \cdot 360333,87^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 692,635$$

З критеріального рівняння Нуссельта знаходять коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки трубки

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{е}}} = \frac{692,635 \cdot 0,0313}{0,059} = 368,07 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі в 1-й зоні, Вт/(м²·°C)

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + R_{\text{нак}} + \frac{1}{\alpha_{\Pi}}} = \frac{1}{\frac{1}{7981,37} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{368,07}} = 312,714$$

де $R_{\text{нак}} = 0,00033 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$ — термічний опір накипу.

Температурний напір в 1-й зоні буде знайдений, °C

$$\Delta t_{\text{зона 1}} = \frac{(t_{\Pi} - t'_B) - (t_S - t'''_B)}{\ln \left(\frac{t_{\Pi} - t'_B}{t_S - t'''_B} \right)} = \frac{(185 - 2) - (156,04 - 84,67)}{\ln \left(\frac{185 - 2}{156,04 - 84,67} \right)} = 83,98 \text{ °C}$$

де t'''_B — температура води на межі між зонами, °C, розраховується за формулою:

$$t'''_B = t''_B - \frac{D_{\Pi} C_{p\Pi} (t_{\Pi} - t_S)}{G_B \cdot C_B \cdot \rho_B} = 87 - \frac{7,576 \cdot 2,59(185 - 156,04)}{0,0592 \cdot 4,176 \cdot 086,14} = 84,67$$

Поверхня теплообміну 1-ї зони складе

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_{\text{зона 1}}} = \frac{568125}{312,714 \cdot 83,98} = 21,63 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну в 2-й зоні. Приймається, що в 2-й зоні коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки трубки до рідини дорівнює коефіцієнту тепловіддачі в 1-й зоні. Це допустимо, так як властивості води в 2-й зоні мало відрізняються від властивостей води в 1-й зоні.

Коефіцієнт теплопередачі для 2-ї зони k_2 можна визначити графоаналітичним методом. Для цього попередньо знаходять для різних ділянок переходу теплоти залежність між питомим тепловим потоком q і перепадом температур Δt .

Питомий тепловий потік від пари до стінки, Вт/м²

$$q_1 = 0,001 \frac{B'}{h_{\text{тр}}^{0,25}} \Delta t_1^{0,75}$$

де $h_{\text{тр}} = 9 \text{ м}$ — попередньо прийнята висота трубок (приймається із ряду $h_{\text{тр}} = 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9 \text{ м}$); $\Delta t_1 = t_{\Pi} - t_{\text{ст1}}$ — температурний перепад між парою і

зовнішньою стінкою трубки, °C; t_{ct1} – температура на зовнішній поверхні стінки трубки, °C, B' – безрозмірний коефіцієнт :

$$B' = 1,34(5700 + 56t_s - 0,09t_s^2) = 1,34(5700 + 56 \cdot 156,04 - 0,09 \cdot 156,04^2) = 16410,81$$

В процесі розрахунку задаються рядом значень Δt_1 і обчислюють відповідні їм величини $\Delta t_1^{0,75}$ і q_1 (табл. 3.2). За отриманим даним будують криву $\Delta t_1 = f(q_1)$ (рис. 3.2).

Таблиця 3.2 – Дані для побудови кривої $\Delta t_1 = f(q_1)$

Δt_1	10	20	30	40	50	60	70	80
$\Delta t_1^{0,75}$	5,6	9,5	12,8	15,9	18,8	21,6	24,2	26,7
q_1	53,1	90	121,28	150,65	178,13	204,66	229,29	252,98

Визначають питомий тепловий потік через стінку, кВт/м²

$$q_2 = 0,001 \frac{\lambda_{ct}}{\delta_{ct}} \Delta t_2$$

де $\Delta t_2 = t_{ct1} - t_{ct2}$ – температурний перепад між зовнішньою та внутрішньою поверхнями стінки трубки, °C; t_{ct2} — температура на внутрішній поверхні стінки трубки, °C.

Задаючись значеннями Δt_2 , обчислюють відповідні їм величини q_2 (табл.3.3) і будують криву $\Delta t_2 = f(q_2)$ (див. рис. 3.2).

Таблиця 3.3 – Дані для побудови кривої $\Delta t_2 = f(q_2)$

Δt_2	10	20	30	40	50	60	70	80
q_2	390	780	1170	1560	1950	2340	2730	3120

Питомий тепловий потік через накип, кВт/м²

$$q_3 = \frac{0,001}{R_{\text{нак}}} \Delta t_3$$

де $\Delta t_3 = t_{ct3} - t_{\text{нак}}$ температурний перепад між внутрішньою поверхнею стінки і накипом, °C; $t_{\text{нак}}$ — температура на поверхні накипу, °C.

Задаючись значеннями Δt_3 , обчислюють відповідні їм величини q_3 (табл. 3.4) і будують криву $\Delta t_3 = f(q_3)$, (див. рис. 3.2)

Таблиця 3.4 – Дані для побудови кривої $\Delta t_3 = f(q_3)$

Δt_3	10	20	30	40	50	60	70	80
q_3	30,3	60,6	90,9	121,2	151,5	181,8	212,1	242,4

Питомий тепловий потік від стінки до води, кВт/м²

$$q_4 = 0,001 \cdot \alpha_B \cdot \Delta t_4$$

де $\Delta t_4 = t_{\text{нак}} - t_B$ температурний перепад між накипом і водою, °С.

Задаючись значеннями Δt_4 , обчислюють відповідні їм величини q_4 (табл. 3.5) і будують криву $\Delta t_4 = f(q_4)$, (див. рис.3.2).

Таблиця 3.5– Дані для побудови кривої $\Delta t_4 = f(q_4)$

Δt_4	10	20	30	40	50	60	70	80
q_4	79,8	159,6	239,4	319,25	399,1	478,9	558,7	638,5

Складаючи ординати чотирьох залежностей, будують сумарну залежність $\Sigma \Delta t$ від q (див. рис. 3.2).

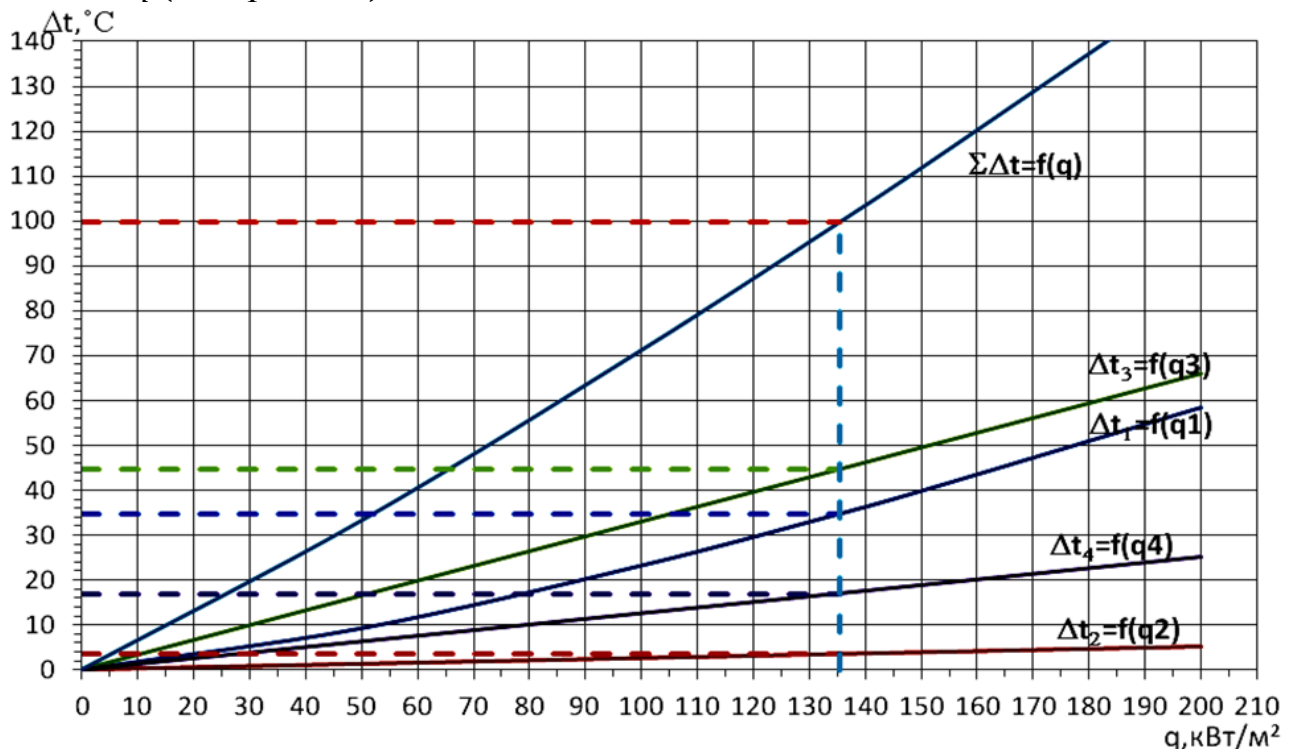


Рис. 3.2 Визначення температурного натиску графоаналітичним методом

Середній температурний напір в 2-й зоні, °С

$$\Delta t_{\text{зона 2}} = \frac{(t_S - t'_B) - (t_S - t'''_B)}{\ln \left(\frac{t_S - t'_B}{t_S - t'''_B} \right)} = \frac{(156,04 - 21) - (156,04 - 84,67)}{\ln \left(\frac{156,04 - 21}{156,04 - 84,67} \right)} = 99,77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

На осі ординат (див. рис. 3.2) з точки, якій відповідає температурний перепад $\Delta t_{\text{зона 2}}$, проводимо пряму, паралельну осі абсцис до перетину з кривою

$\Sigma \Delta t = f(q)$. З точки перетину опускаємо перпендикуляр на вісь абсцис і знаходимо фактичне значення питомого теплового потоку $q_{\text{гр}}$, кВт/м².

Графічне значення питомого потоку $q_{\text{гр}} = 135,47$ кВт/м².

Повна різниця температур між теплоносіями

$$\Sigma \Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 = 34,7 + 3,47 + 44,71 + 16,97 = 99,85^\circ \text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі в 2-й зоні

$$k_2 = \frac{q_{\text{гр}}}{\Delta t_{\text{зона 2}}} = \frac{135470}{99,77} = 1357,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ \text{C})$$

Поверхня теплообміну у 2-й зоні, м²

$$F_2 = \frac{Q_2}{q_{\text{гр}}} = \frac{15513,136}{135,47} = 114,5$$

Сумарна поверхня теплообміну, м²

$$F = F_1 + F_2 = 21,63 + 114,5 = 136,14$$

Загальна довжина трубок, м

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{сер}} n} = \frac{136,14}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 37} = 31,67$$

де $d_{\text{сер}}$ – середній діаметр трубок, $d_{\text{сер}} = 0,037$ м.

Кількість ходів у підігрівачі

$$Z = L / h_{\text{тр}} = 31,67 / 9 = 3,52$$

Приймаємо чотирьохходовий підігрівач.

Загальна кількість трубок у підігрівачі складе

$$n_{\text{тр}} = n \cdot Z = 37 \cdot 4 = 148 \text{ шт.}$$

Для визначення діаметра корпусу необхідно перерахувати розміри трубної решітки. Оскільки апарат чотирьохходовий, необхідно передбачити місце для перегородок і анкерних зв'язків і в кожному ході розташувати по 37 трубок.

Приймаємо ромбічне розташування труб в трубній решітці. За табл. Б.4 (дод. Б) знаходимо дійсне значення кількості труб в решітці $n = 187$ і відносний

діаметр трубної решітки $d_{\text{тр}}/t = 14$. Крок між трубками діаметром $d_{\text{зовн}} = 38$ мм дорівнює $t = 48$ мм (дод. Б, табл. Б.7), тоді діаметр трубної решітки буде

$$d_{\text{тр}} = (d_{\text{тр}} / t) \cdot t = 14 \cdot 48 = 672 \text{ мм}$$

Кільцевий проміжок k між крайніми трубками і корпусом приймаємо рівним 10 мм. Внутрішній діаметр корпуса апарату складе

$$D_{\text{а.вн}} = d_{\text{тр}} + d_{\text{зб}} + 2k = 672 + 38 + 20 = 730 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр багатоходового теплообмінника визначають з урахуванням розташування перегородок в розподільчій камері. Приймаємо $D_{\text{а.вн}} = 800$ мм.

Визначають площу міжтрубного простору без урахування перегородок для проходу пари, м^2

$$f_{\text{мп}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{а.вн}}^2 - n d_{\text{зб}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,8^2 - 187 \cdot 0,038^2) = 0,29$$

Коефіцієнт, який враховує звуження живого перетину міжтрубного простору

$$\phi = \frac{1 - \frac{d_{\text{зб}}}{t}}{1 - 0,9 \left[\frac{d_{\text{зб}}}{t} \right]^2} = \frac{1 - \frac{0,038}{0,048}}{1 - \left[\frac{0,038}{0,048} \right]^2} = 0,56$$

Відстань між сегментними перегородками, м

$$l_{\text{с}} = \frac{f_{\text{мп}}}{D_{\text{а.вн}} \left[1 - \frac{d_{\text{зб}}}{t} \right]} = \frac{0,29}{0,8 \cdot \left[1 - \frac{0,038}{0,048} \right]} = 1,74$$

Еквівалентна довжина шляху теплоносія, м

$$L_{\text{екв}} = l_{\text{с}} + D_{\text{а.вн}} - \frac{4}{3} b = 1,74 + 0,8 - \frac{4}{3} 0,16 = 2,33 \text{ м}$$

де $b = D_{\text{а.вн}} (0,2 - 0,4) = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$ м - відстань від края сегментної перегородки до корпуса апарату.

Площа живого перетину міжтрубного простору з урахуванням перегородок

$$f_{\text{пр}} = \frac{f_{\text{м пр}} l \phi}{L_{\text{екв}}} = \frac{0,29 \cdot 1,74 \cdot 0,56}{2,33} = 0,12 \text{ м}^2$$

Швидкість пари в міжтрубному просторі

$$w_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{пр}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{0,12 \cdot 4,17} = 15,14 \text{ м/с}$$

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від пари до трубки знаходять критерій Рейнольдса для пари

$$\text{Re}_{\text{п}} = \frac{w_{\text{п}} d_{\text{е}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{15,14 \cdot 0,019}{3,537 \cdot 10^{-6}} = 81328,8$$

де $d_{\text{е}}$ — еквівалентний діаметр, м

$$d_{\text{е}} = \frac{4 f_{\text{пр}}}{U} = \frac{4 \cdot 0,12}{24,8} = 0,019$$

де $U = \pi(D_{\text{а вн}} + n d_{\text{зовн}}) = 3,14(0,8 + 187 \cdot 0,038) = 24,8 \text{ м}$ — змочений периметр.

Критерій Рейнольдса відповідає турбулентному руху пари, тому критерій Нуссельта буде визначений за формулою

$$\text{Nu}_{\text{п}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} = 0,023 \cdot 81328,8^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 210,4$$

З критеріального рівняння Нуссельта знаходять коефіцієнт тепловіддачі від пару до стінки трубки

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{е}}} = \frac{210,4 \cdot 0,0313}{0,019} = 346,6 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі між парою та водою в 1-й зоні теплообмінника:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{нак}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}}} = \frac{1}{\frac{1}{7981,37} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{346,6}} = 297$$

де $R_{\text{нак}} = 0,00033 \text{ м}^2 \times ^\circ\text{C/Вт}$ - термічний опір накипу.

Враховуємо, що температурний напір в 1-й зоні не зміниться $\Delta t_1 = 83,98^\circ\text{C}$, тоді поверхня теплообміну 1-ї зони складе

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{568125}{297 \cdot 83,98} = 22,78 \text{ м}^2$$

Оскільки температурний напір $\Delta t_2 = 99,77^\circ\text{C}$ в 2-й зоні не змінюється, то коефіцієнт теплопередачі залишиться незмінним $k_2 = 1357,8 \text{ Вт}/(\text{м} \times ^\circ\text{C})$, а отже, поверхня теплообміну також не зміниться $F_2 = 114,5 \text{ м}^2$

Сумарна поверхня теплообміну

$$F = F_1 + F_2 = 22,78 + 114,5 = 137,3 \text{ м}^2$$

Довжина трубок, м, в одному ході

$$h_{mp} = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot n_{tp}} = \frac{137,3}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 187} = 6,4$$

Приймаємо чотирьохходовий підігрівач з внутрішнім діаметром кожуха $D_{a\text{вн}} = 800 \text{ мм}$, діаметром трубок $d = 38 \times 2$, довжиною трубок $h_{tp} = 6 \text{ м}$, поверхнею теплообміну $F = 137,3 \text{ м}^2$, площею прохідного перерізу у трубному просторі $f_{тп} = 0,15 \text{ м}^2$, в міжтрубному - $f_{.пп} = 0,15 \text{ м}^2$.

3.6 Гідравлічний розрахунок кожухотрубчатого паро-водяного теплообмінника

Завдання. Виконати гідравлічний розрахунок кожухотрубчатого водяного підігрівача, розрахованого у п.3.5.

Розрахунок діаметрів патрубків

Для визначення розмірів патрубків для води (вхідний і вихідний патрубки) розраховують площу перерізу патрубка. Швидкість води у патрубки прийнята $w_b = 1,8 \text{ м/с}$.

$$F_{пат\text{ в}} = \frac{G_b}{w_b} = \frac{0,0592}{1,8} = 0,033 \text{ м}^2$$

Тоді діаметр патрубка

$$d_{пат\text{ в}} = \sqrt{\frac{4F_{пат\text{ в}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14}} = 0,2 \text{ м}$$

Для визначення діаметра вхідного патрубку пари задаються швидкістю пари на вході в патрубок $w_{\text{п}} = 35 \text{ м/с}$ і розраховують площу перерізу патрубку

$$F_{\text{пат п}} = \frac{D_{\text{п}}}{w_{\text{п}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{35 \cdot 4,17} = 0,052 \text{ м}^2$$

де $D_{\text{п}}$ — масова витрата пари, кг/с; $\rho_{\text{п}}$ — густина пари при середній температурі, кг/м³.

Тоді діаметр вхідного патрубку для підведення пари

$$d_{\text{пат п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,052}{3,14}} = 0,257 \text{ м}$$

Швидкість конденсату у вихідному патрубку приймають рівною $w_{\text{к}} = 3 \text{ м/с}$.

Густина конденсату знаходять при температурі насичення пари $t_{\text{с}}$ за табл. Г2 (дод. Г) ($\rho_{\text{к}} = 907,4 \text{ кг/м}^3$).

Площа перерізу патрубку

$$F_{\text{пат к}} = \frac{D_{\text{п}}}{w_{\text{к}} \rho_{\text{к}}} = \frac{7,576}{3 \cdot 907,4} = 0,0028 \text{ м}^2$$

Тоді діаметр патрубку для виходу конденсату

$$d_{\text{пат к}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат к}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0028}{3,14}} = 0,06 \text{ м}$$

Знаходять розміри патрубку для відведення повітря. Приймають витрату повітря. $G_{\text{пов}} = 0,05 D_{\text{п}} = 0,05 \cdot 7,576 = 0,38 \text{ кг/с}$, а швидкість повітря $w_{\text{пов}} = 8 \text{ м/с}$.

Площа перерізу патрубку

$$F_{\text{пат пов}} = \frac{G_{\text{пов}}}{w_{\text{пов}} \rho_{\text{пов}}} = \frac{0,38}{8 \cdot 0,798} = 0,06 \text{ м}^2$$

де $\rho_{\text{пов}} = 0,798 \text{ кг/м}^3$ — густина повітря при середній температурі пари (приймають за дод. Г, табл. Г.6).

Тоді діаметр патрубку для відведення повітря

$$d_{\text{пат пов}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат пов}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06}{3,14}} = 0,28 \text{ м}$$

Розрахунок втрат тиску та потужності, необхідної для переміщення води через підігрівач

Гідравлічні втрати на тертя в каналах при повздовжньому омиванні пучка труб теплообмінного апарату визначаються наступним чином.

Коефіцієнт опору тертя для чистих трубок:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln \text{Re}_B - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln 123475,61 - 1,5)^2} = 0,0028$$

Розраховуємо

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_e} \frac{\rho \cdot w_B^2}{2} = 0,0028 \frac{16}{0,036} \frac{986,14 \cdot 1,8^2}{2} = 1846 \text{ Па}$$

Гідравлічні втрати тиску, Па, в місцевих опорах визначаються за формулою

$$\Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{\rho \cdot w_B^2}{2} = 1,5 \frac{986,14 \cdot 1,8^2}{2} = 2396,3$$

де $\zeta_{\text{м}}$ — коефіцієнт місцевого опору, його знаходять як суму опорів кожного елемента підігрівача ($\zeta_{\text{м}} = 1,5$).

Втрати тиску, Па, обумовлені прискоренням потоку внаслідок зміни об'єму теплоносія при постійному перерізі канала, визначаються за формулою

$$\Delta P_{\text{пр}} = \rho_{\text{вих}} w_{\text{вих}}^2 - \rho_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2,$$

де $\rho_{\text{вих}}$ і $\rho_{\text{вх}}$ — густина теплоносія у вихідному і вхідному перерізах потоку відповідно, кг/м³; $w_{\text{вих}}$ і $w_{\text{вх}}$ — швидкості теплоносія у вихідному і вхідному перерізах потоку відповідно, м/с.

Так як для крапельних рідин втрати тиску $\Delta P_{\text{пр}}$ мізерно малі, то вони в розрахунок не приймаються ($\Delta P_{\text{пр}} = 0$).

Перепад тиску для подолання гідростатичного стовпа рідини дорівнює нулю ($\Delta P_{\text{г}} = 0$), так як даний підігрівач не контактує з зовнішнім середовищем.

Повний напір, необхідний для руху води через апарат

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 1846 + 2396,3 = 4242,3 \text{ Па}$$

Потужність, необхідна для переміщення води через підігрівач

$$N = \frac{G_b \Delta P}{1000 \eta} = \frac{0,0592 \cdot 4242,3}{1000 \cdot 0,85} = 0,294 \text{ кВт}$$

де G_b — об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$; $\eta = 0,85$ — коефіцієнт корисної дії насосу.

3.7 Розрахунок паро-рідинного пластинчастого теплообмінника

Завдання на проєктування

Спроекувати розбірний пластинчатий теплообмінник для підігріву мінерального масла МК водяною парою, що конденсується, при наступних умовах:

- 1) тиск на стороні масла $P_m = 0,6 \text{ МПа}$;
- 2) температура масла на вході $t'_m = 30^\circ\text{C}$;
- 3) температура масла на виході $t''_m = 90^\circ\text{C}$;
- 4) витрата пари $D = 1,39 \text{ кг/с}$;
- 5) температура гріючої пари $t_{\pi} = 143^\circ\text{C}$;
- 6) температура конденсації $t_s = 133^\circ\text{C}$;
- 7) тиск пари в конденсаторі $P_k = 0,3 \text{ МПа}$;
- 8) припустимі втрати тиску на стороні масла $\Delta P_m = 100 \text{ кПа}$.

Тепловий розрахунок підігрівача

За тиском пари в конденсаторі $P_k = 0,3 \text{ МПа}$ з таблиці Г.1 (додаток Г) визначають температуру насичення пари $t_s = 133^\circ\text{C}$. Оскільки задана температура пари $t_{\pi} = 143^\circ\text{C}$ більше температури насичення, то пара є перегрітою, і у теплообміннику наявні дві зони теплообміну:

- 1) охолодження пари від $t_{\pi} = 143^\circ\text{C}$ до $t_s = 133^\circ\text{C}$;
- 2) конденсація насиченої пари на пластинах.

Параметри теплоносіїв знаходять за табл. Г.1 і Г.3 (дод. Г) при середніх температурах масла $t_{m \text{ сер}}$ і пари $t_{\pi \text{ сер}}$, $^\circ\text{C}$

$$t_{m \text{ сер}} = 0,5 \cdot (t'_m + t''_m) = 0,5 \cdot (30 + 90) = 60^\circ\text{C}$$

$$t_{\pi \text{ сер}} = 0,5 \cdot (t_{\pi} + t_s) = 0,5 \cdot (143 + 133) = 138^\circ\text{C}$$

Для подальшого розрахунку виписують фізичні характеристики теплоносіїв при середніх температурах (табл.3.6).

Таблиця 3.6 – Фізичні характеристики теплоносіїв

Фізичні величини	Для пари $t_{\text{псер}} = 138^{\circ}\text{C}$	Для конденсату при $t_s = 133^{\circ}\text{C}$	Для масла при $t_{\text{мсер}} = 60^{\circ}\text{C}$
Густина, кг/м^3	$\rho_{\text{п}} = 1,59$	$\rho_{\text{к}} = 932$	$\rho_{\text{м}} = 871,5$
Теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$	$C_{p\text{п}} = 2,09$	$C_{p\text{к}} = 4,19$	$C_{\text{м}} = 1,897$
Теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$	$\lambda_{\text{п}} = 0,02791$	$\lambda_{\text{к}} = 0,685$	$\lambda_{\text{м}} = 0,1389$
Кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{п}} = 6,89 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{\text{к}} = 0,228 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{\text{м}} = 110,6 \cdot 10^{-6}$
Критерій Прандтля для середовища	$\text{Pr}_{\text{п}} = 1,12$	$\text{Pr}_{\text{к}} = 1,33$	$\text{Pr}_{\text{м}} = 1320$
Теплота пароутворення, кДж/кг	$r = 2160$	-	-

Кількість теплоти, яка передається у теплообміннику за 1 секунду

$$Q = D_{\text{п}} C_{p\text{п}} (t_{\text{п}} - t_s) + D_{\text{п}} r = 1,39 \cdot 2,09(143 - 133) + 1,39 \cdot 2160 = 3031,45 \text{ кВт}$$

Витрата нагріваємого масла складе

$$G_{\text{м}} = \frac{Q}{C_{\text{м}} (t_{\text{м}}'' - t_{\text{м}}')} = \frac{3031,45}{1,897(90 - 30)} = 26,6 \text{ кг/с}$$

Об'ємна витрата масла

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}}} = \frac{26,6}{871,5} = 0,0305 \text{ м}^3/\text{с}$$

Загальна схема руху теплоносіїв в апараті – протитечія

$$143^{\circ}\text{C} \rightarrow 133^{\circ}\text{C};$$

$$30^{\circ}\text{C} \leftarrow 90^{\circ}\text{C}.$$

Температурні напори на кінцях теплообмінника:

– найбільший температурний напір між теплоносіями:

$$\Delta t_6 = 143 - 30 = 113^{\circ}\text{C};$$

– найменший температурний напір між теплоносіями

$$\Delta t_{\text{м}} = 133 - 90 = 43^{\circ}\text{C}.$$

Середній логарифмічний температурний перепад між теплоносіями:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{113 - 43}{\ln \frac{113}{43}} = 72,45^\circ\text{C}$$

Розрахунок поверхні теплообміну ведемо методом послідовних наближень.

Перше наближення. Для визначення орієнтованої площі поверхні теплообміну апарата задаються значення коефіцієнта теплопередачі для двох теплоносіїв – пара і масло – $k_{\text{ор}} = 300 \dots 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Приймаємо $k_{\text{ор}} = 445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Орієнтована поверхня теплообміну

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{k_{\text{ор}} \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{3031450}{445 \cdot 72,45} = 94 \text{ м}^2$$

За табл. 1.6 приймаємо пластинчатий теплообмінник з розбірними подвійними пластинами (дод. В, табл. В.1), з площею теплообміну $F_{\text{ор}} = 100 \text{ м}^2$.

Апарат проектуємо на базі пластин APV ПР-0,5Е (дод. В, табл. В.2) з наступними характеристиками:

площа поверхні теплообміну пластини – $0,5 \text{ м}^2$;

еквівалентний діаметр – $0,008 \text{ м}$;

площа поперечного перерізу каналу – $0,0018 \text{ м}^2$;

приведена довжина каналу – $1,15 \text{ м}$;

крок гофр – $0,018 \text{ м}$;

висота гофр – $0,004 \text{ м}$;

ширина каналу – $0,45 \text{ м}$;

середній зазор в каналі для проходження середовища – $0,004 \text{ м}$;

габаритні розміри пластини:

довжина — $1,38 \text{ м}$, ширина — $0,5 \text{ м}$, товщина — 1 мм ;

маса одної пластини — $5,4 \text{ кг}$;

діаметр штуцерів — 150 мм .

Матеріал для виготовлення пластин — нержавіюча сталь AISI з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{ст}} = 15,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Питоме теплове навантаження апарату приблизно буде

$$q = \frac{Q}{F_{\text{ор}}} = \frac{3031450}{100} = 30314,5 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

В залежності від питомого теплового навантаження критерій Рейнольдса для стікаючої плівки конденсату визначають за формулою

$$Re_k = \frac{qL_{\pi}}{r \cdot \rho_k \cdot \nu_k} = \frac{30314,5 \cdot 1,15}{2160000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 75,95$$

де L_{π} – приведена довжина каналу, м; r – прихована теплота пароутворення Дж/кг; ρ_k – густина конденсату, кг/м³; ν_k – кінематична в'язкість конденсату, м²/с.

Критерій Нуссельта для пластини ПР-0,5Е (дод. В, табл. В.5) при конденсації пари визначають за формулою

$$Nu_k = 240 Re_k^{0,7} Pr_k^{0,4} = 240 \cdot 75,95^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 5573,4$$

Коефіцієнт тепловіддачі від плівки конденсату до стінки

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_k}{L_{\pi}} = \frac{5573,4 \cdot 0,685}{1,15} = 3320 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

Для орієнтовного розрахунку раціонального значення швидкості масла приймають $\xi_m = 3,0$; $\alpha_m = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$.

Розраховують середню температуру стінки

$$t_{c \text{ сеп}} = \frac{t_{m \text{ сеп}} + t_{\pi \text{ сеп}}}{2} = \frac{60 + 138}{2} = 99 \text{ °C}$$

Швидкість руху теплоносія розраховуємо за припустимими втратами тиску на стороні масла ΔP_m

$$w_m = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_m (t_{C.CP} - t_{M.CP}) \Delta P_m}{C_m (t_m'' - t_m') \rho^2 \xi_m}} = 2 \sqrt[3]{\frac{800 \cdot (99 - 60) \cdot 100000}{1897 \cdot (90 - 30) \cdot 871,5^2 \cdot 3}} = 0,458 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса для потоку масла

$$Re_m = \frac{w_m d_e}{\nu_m} = \frac{0,458 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 33,13$$

де d_e – еквівалентний діаметр каналу пластини, м; ν_m — кінематична в'язкість масла, м²/с.

Перевіряють прийнятий коефіцієнт загального гідравлічного опору (див. дод.2, табл. 12)

$$\xi_m = 22,4 \text{Re}^{-0,25} = \frac{22,4}{33,13^{0,25}} = 9,3 > 3,0$$

Оскільки значення коефіцієнта гідравлічного опору відрізняється від прийнятого більш чим на 5 %, то виконують поправочний перерахунок швидкості.

Приймаємо $\xi_m = 10,5$; $\alpha_m = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Швидкість руху теплоносія

$$w_m = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_m(t_{C.CP} - t_{M.CP})\Delta P_m}{C_m(t_m'' - t_m')\rho^2\xi_m}} = 2\sqrt[3]{\frac{800 \cdot (99 - 60) \cdot 100000}{1897 \cdot (90 - 30) \cdot 871,5^2 \cdot 10,5}} = 0,30 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса для потоку масла

$$\text{Re}_m = \frac{w_m d_e}{\nu_m} = \frac{0,3 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 21,7$$

Коефіцієнт загального гідравлічного опору

$$\xi_m = 22,4 \text{Re}^{-0,25} = \frac{22,4}{21,7^{0,25}} = 10,38$$

Отриманий коефіцієнт загального гідравлічного опору задовольняє заданому значенню.

Критерій Нуссельта для потоку масла (див. дод. В, табл. В.5)

$$\text{Nu}_m = 0,135 \cdot \text{Re}_m^{0,73} \text{Pr}_m^{0,43} \left[\frac{\text{Pr}_m}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right]^{0,25} = 0,135 \cdot 21,7^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left[\frac{1320}{327} \right]^{0,25} = 39,7$$

де Pr_m – критерій Прандтля для масла; $\text{Pr}_{\text{ст}}$ – критерій Прандтля для масла при середній температурі стінки $t_{\text{с сер}} = 99 ^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваемого масла

$$\alpha_m = \frac{\text{Nu}_m \lambda_m}{d_e} = \frac{39,7 \cdot 0,1389}{0,008} = 690,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Коефіцієнт теплопередачі в апараті

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_m}} = \frac{1}{\frac{1}{3320} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 551,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Площа поверхні теплопередачі в першому наближенні

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{3031450}{551,5 \cdot 72,45} = 75,8 \text{ м}^2$$

Так як отримана площа поверхні теплообміну істотно відрізняється від попередньо прийнятої ($F_{\text{оп}} = 100 \text{ м}^2$) то приймають нове значення поверхні теплообміну і виконують перерахунок.

Друге наближення. Приймаємо площу поверхні теплообміну $F_{\text{оп}} = 75 \text{ м}^2$

Величина питомого теплового навантаження

$$q = \frac{Q}{F_{\text{оп}}} = \frac{3031450}{75} = 40419,3 \text{ Вт/м}^2$$

Число Рейнольдса для плівки конденсату

$$\text{Re}_k = \frac{qL_{\text{п}}}{r \cdot \rho_k \cdot v_k} = \frac{40419,3 \cdot 1,15}{2160000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 101,3$$

Критерій Нуссельта для конденсату

$$\text{Nu}_k = 240 \text{Re}_k^{0,7} \text{Pr}_k^{0,4} = 240 \cdot 101,3^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 6817$$

Коефіцієнт тепловіддачі від плівки конденсату до стінки

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu}_k \lambda_k}{L_{\text{п}}} = \frac{6817 \cdot 0,685}{1,15} = 4060,5 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі в апараті

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{м}}}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 568,8 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Площа поверхні теплопередачі в першому наближенні

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{3031450}{568,8 \cdot 72,45} = 73,6 \text{ м}^2$$

Отримане значення F відрізняється від $F_{\text{ор}}$ не більше чим на 5 %, тому залишаємо прийняте значення.

Компоновочний розрахунок і уточнення робочої поверхні теплообмінного апарату

Площі поперечного перерізу пакетів теплообмінника зі сторони масла знаходять за формулою

$$f_{\text{пм}} = \frac{V_{\text{м}}}{w_{\text{м}}} = \frac{0,0305}{0,30} = 0,10 \text{ м}^2$$

де $V_{\text{м}}$ – об'ємна витрата масла, $\text{м}^3/\text{с}$.

Кількість каналів в одному пакеті для масла

$$m_{\text{м}} = \frac{f_{\text{пм}}}{f_1} = \frac{0,1}{0,0018} = 56,5 \approx 57$$

де f_1 — площа поперечного перерізу одного каналу, м^2 .

Поверхня теплообміну одного пакету

$$F_{\text{п}} = F_1 n_{\text{п}} = 0,5 \cdot 114 = 57 \text{ м}^2$$

де F_1 — площа поверхні теплообміну одної пластини, м^2 ; $n_{\text{п}} = 2m_{\text{м}}$ - число пластин в пакеті.

Кількість пакетів теплообмінника зі сторони масла

$$X_{\text{м}} = \frac{F}{F_{\text{п}}} = \frac{75}{57} = 1,3$$

Так як кількість пакетів не може бути дрібним числом, то необхідно розглянути два варіанти компоновки пакетів: в першому варіанті $X_{\text{м}} = 1$; в другому $X_{\text{м}} = 2$.

Перший варіант. $X_{\text{м}} = 1$.

Загальна кількість пластин в апараті

$$n_{\text{п}} = \frac{F + 2F_1}{F_1} = \frac{75 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 152$$

Тоді кількість каналів в апараті

$$m = n_{\text{п}} - 1 = 152 - 1 = 151$$

Вибираємо компоновочну схему $G_x = \frac{76}{75}$

При цьому фактична площа поперечного перерізу пакету зі сторони масла

$$f_{\text{пм}} = m_{\text{м}} f_1 = 75 \cdot 0,0018 = 0,135 \text{ м}^2$$

Фактична швидкість руху масла в каналах

$$w_{\text{м}} = \frac{V_{\text{м}}}{f_{\text{пм}}} = \frac{0,0305}{0,135} = 0,226 \text{ м/с}$$

При цих умовах визначаємо параметри:

$$\text{Re}_{\text{м}} = \frac{w_{\text{м}} d_{\text{е}}}{\nu_{\text{м}}} = \frac{0,226 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 16,35$$

$$\text{Nu}_{\text{м}} = 0,135 \cdot \text{Re}_{\text{м}}^{0,73} \text{Pr}_{\text{м}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{м}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 16,35^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left(\frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 32,3$$

$$\alpha_{\text{м}} = \frac{\text{Nu}_{\text{м}} \lambda_{\text{м}}}{d_{\text{е}}} = \frac{32,3 \cdot 0,01389}{0,008} = 561,3 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{к}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{м}}}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{561,3}} = 478,3 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{3031450}{478,3 \cdot 72,45} = 87,5 \text{ м}^2 \approx 88 \text{ м}^2 > 70 \text{ м}^2$$

З розрахунку видно, що загальна робоча поверхня апарата збільшилась внаслідок зменшення швидкості масла.

Загальний гідравлічний опір підігрівача зі сторони масла, Па

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \frac{L_{\text{п}}}{d_{\text{е}}} \frac{P_{\text{м}} w_{\text{м}}^2}{2} X_{\text{м}} = 11,1 \frac{1,15}{0,008} \frac{871,5 \cdot 0,226^2}{2} 1 = 35193$$

де $\xi_{\text{м}} = \frac{22,4}{\text{Re}_{\text{м}}^{0,25}} = \frac{22,4}{16,35^{0,25}} = 11,1$ - коефіцієнт загального гідравлічного опору зі сторони масла.

Отримані втрати тиску на стороні масла значно менші за припустимі значення $\Delta P_{\text{м}} = 100 \text{ кПа}$, таким чином є можливість збільшити швидкість мастила, що приведе до інтенсифікації процесу тепловіддачі.

Другий варіант. $X_{\text{м}} = 2$

Вибираємо компоновочну схему $G_x = \frac{76}{37 + 38}$

При цьому фактична площа поперечного перерізу пакета зі сторони масла

$$f_{\Pi M} = m_M f_1 = 37 \cdot 0,0018 = 0,067 \text{ м}^2$$

Фактична швидкість руху масла в каналах

$$w_M = \frac{V_M}{f_{\Pi M}} = \frac{0,0305}{0,067} = 0,455 \text{ м/с}$$

При цих умовах визначаємо параметри

$$\text{Re}_M = \frac{w_M d_e}{\nu_M} = \frac{0,455 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 32,9$$

$$\text{Nu}_M = 0,135 \cdot \text{Re}_M^{0,73} \text{Pr}_M^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_M}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 32,9^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left(\frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 53,9$$

$$\alpha_M = \frac{\text{Nu}_M \lambda_M}{d_e} = \frac{53,9 \cdot 0,1389}{0,008} = 935 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{935}} = 725,3 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{3031450}{725,3 \cdot 72,45} = 57,7 < 75 \text{ м}^2$$

З розрахунку видно, що загальна робоча поверхня апарату зменшилася внаслідок збільшення швидкості масла.

Загальний гідравлічний опір підігрівача зі сторони масла, Па

$$\Delta P_M = \xi_M \frac{L_{\Pi}}{d_e} \frac{P_M w_M^2}{2} X_M = 9,3 \frac{1,15}{0,008} \frac{871,5 \cdot 0,455^2}{2} 2 = 241202$$

де $\xi_M = \frac{22,4}{\text{Re}_M^{0,25}} = \frac{22,4}{32,9^{0,25}} = 9,3$ - коефіцієнт загального гідравлічного опору зі сторони масла.

У даному варіанті теплообміннику отримані втрати тиску значно більші ніж задані. Заданого напору недостатньо для подолання потоком масла гідравлічних опорів, тому приймають в якості робочої схеми варіант 1. До установки приймаємо пластинчатий теплообмінник ПТ-РС-0,5-88-2К, з поверхнею теплообміну $F = 88\text{м}^2$ і зі схемою компоновки пластин $G_x = \frac{76}{75}$

Гідромеханічний розрахунок пластинчатого теплообмінника

Площа прохідного перерізу штуцерів діаметром $d_{\text{шт}} = 150\text{мм}$

$$f_d = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,035\text{м}^2$$

Швидкість руху масла в штуцері

$$w_{\text{мшт}} = \frac{V_{\text{м}}}{f_d} = \frac{0,0305}{0,035} = 0,87\text{м/с}$$

Так як $w_{\text{м}} > w_{\text{мшт}}$, то приймаємо втрати тиску на місцевий опір $\xi_{\text{шт}} = 1,5$
Втрати тиску в штуцері, Па

$$\Delta P_{\text{шт}} = \xi_{\text{шт}} \frac{\rho_{\text{м}} w_{\text{мшт}}^2}{2} = 1,5 \frac{871,5 \cdot 0,87^2}{2} = 495$$

Загальний опір теплообмінного апарату зі сторони масла складе

$$\Delta P = \Delta P_{\text{м}} + 2\Delta P_{\text{шт}} = 35193 + 990 = 36183\text{Па}$$

3.8 Розрахунок водо-водяного пластинчастого теплообмінника

Завдання на проектування

Спроекувати розбірний пластинчатий теплообмінник для підігрівання холодної води гарячою водою, який працює у наступних умовах:

- 1) масова витрата холодної води $G_n = 34200 \text{ кг/год} = 9,5 \text{ кг/с}$;
- 2) початкова температура нагрівається води $t_n' = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 3) кінцева температура нагрівається води $t_n'' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 4) початкова температура гріючої води $t_{гр}' = 95 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 5) кінцева температура гріючої води $t_{гр}'' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

Тепловий розрахунок охолоджувача

Фізичні параметри теплоносіїв визначають при їх середніх температурах.

Середня температура нагрівається води $t_{n\text{cp}} = (5 + 60) / 2 = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

Середня температура гріючої води $t_{гр\text{cp}} = (95 + 70) / 2 = 82,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

Для подальшого розрахунку фізичні параметри для води отримують за дод. Г, табл. Г.2.

Таблиця 3.7 – Фізичні характеристики теплоносіїв

Фізичні величини	Вода, що нагрівається при $t_{n\text{cp}} = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$	Вода, що гріє при $t_{гр\text{cp}} = 82,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Густина, кг/м^3	$\rho_n = 995$	$\rho_{гр} = 970$
Теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг } ^\circ\text{C})$	$c_n = 4179$	$c_{гр} = 4197$
Теплопровідність $\text{Вт}/(\text{м } ^\circ\text{C})$	$\lambda_n = 0,619$	$\lambda_{гр} = 0,667$
Динамічна в'язкість $\text{м}^2/\text{с}$	$\mu_n = 0,7567 \cdot 10^{-3}$	$\mu_{гр} = 0,3436 \cdot 10^{-3}$
Критерій Прандтля для середовища	$Pr_n = 5,11$	$Pr_{гр} = 2,16$

Апарат намічено проектувати на базі пластин 0,3Р зі сталі 12Х18Н10Т з наступними технічними даними:

поверхня теплопередачі однієї пластини $f_{пл} = 0,3 \text{ м}^2$;
площа поперечного перерізу каналу $f_k = 0,0011 \text{ м}^2$;
еквівалентний діаметр міжпластинного каналу $d_e = 0,008 \text{ м}$;
приведена довжина каналу $l_n = 0,66 \text{ м}$;
коефіцієнти $A = 0,365$;
 $B = 4,5$.

Методика розрахунку пластинчатих водопідігрівачів ґрунтується на використанні в них всього напору теплоносіїв з ціллю отримання максимальної швидкості кожного теплоносія і, відповідно, максимального значення коефіцієнту теплопередачі, чи, при невідомих напорах, за оптимальною швидкістю нагрівається води, як і при підборі кожухотрубних водопідігрівачів.

Кількість тепла, що передається в одиницю часу

$$Q = G_H \cdot c_H \cdot (t_H'' - t_H') = 9,5 \cdot 4179 \cdot (60 - 5) = 2183527 \text{ Вт}$$

Витрата гріючої води

$$G_{гр} = Q / (c_{гр} \cdot (t_{гр}' - t_{гр}'')) = 2183527 / (4197 \cdot (95 - 70)) = 20,8 \text{ кг/с}$$

Попередньо приймаємо втрати тиску теплоносіїв $\Delta P_H = 30 \text{ кПа}$, $\Delta P_{гр} = 60 \text{ кПа}$ (також можуть бути задані із інших розрахунків).

Співвідношення ходів в теплообміннику)

$$\begin{aligned} X_1/X_2 &= (G_H/G_{гр})^{0,636} \cdot (P_{гр}/P_H)^{0,364} \cdot (1000 - t_{H \text{ ср}}) / (1000 - t_{гр \text{ ср}}) = \\ &= (9,5/20,8)^{0,636} \cdot (40/30)^{0,364} \cdot (1000 - 32,5) / (1000 - 82,5) = 0,7 \end{aligned}$$

Співвідношення ходів не перевищує 2, виходячи з цього, приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

За швидкістю нагрівається води (приймаємо $w_H = 0,3 \text{ м/с}$) визначається необхідна кількість каналів зі сторони нагрівається води:

$$m_H = G_H / (w_H \cdot f_k \cdot \rho_H) = 9,5 / (0,3 \cdot 0,0011 \cdot 995) = 28,9$$

Приймаємо $m_H = 30$.

Живий переріз каналів в пакеті по ходу гріючої води (компоновка підігрівача симетрична, тобто $m_{гр} = m_H$):

$$f_{гр} = f_H = m_H \cdot f_k = 30 \cdot 0,0011 = 0,033 \text{ м}^2$$

Фактичні швидкості гріючої та нагрівається води:

$$w_{гр} = G_{гр} / (f_{гр} \cdot \rho_{гр}) = 20,8 / (0,033 \cdot 970) = 0,65 \text{ м/с}$$

$$w_H = G_H / (f_H \cdot \rho_H) = 9,5 / (0,033 \cdot 995) = 0,29 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до стінки пластини:

$$\begin{aligned} \alpha_{гр} &= 1,16 \cdot A \cdot [23000 + 283 \cdot t_{2 \text{ ср}} - 0,63 \cdot (t_{2 \text{ ср}})^2] w_{гр}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,365 \cdot [23000 + 283 \cdot 82,5 - 0,63 \cdot (82,5)^2] 0,69^{0,73} = 12710 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки пластини до нагрівається води:

$$\alpha_n = 1,16 \cdot A \cdot [23000 + 283 \cdot t_{\text{лср}} - 0,63 \cdot (t_{\text{лср}})^2] \cdot w_n^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,365 \cdot [23000 + 283 \cdot 32,5 - 0,63 \cdot (32,5)^2] \cdot 0,29^{0,73} = 5408 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{\varphi_{\text{зап}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{гр}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{0,8}{\frac{1}{12710} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{5408}} = 5012 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

де $\varphi_{\text{зап}}$ – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнту теплопередачі внаслідок термічного опору накипу та забруднень на пластині, в залежності від якості води приймається 0,7 – 0,85;

Середній температурний перепад

$$\Delta t_{\text{ср}} = 82,5 - 32,5 = 50 \text{ °C.}$$

Необхідна поверхню нагріву:

$$F_{\text{необх.}} = Q / (k \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 2183527 / (5012 \cdot 50) = 8,7 \text{ м}^2$$

Кількість ходів (чи пакетів при розділенні на однокходові теплообмінники):

$$X = (F_{\text{необх.}} + f_{\text{пл}}) / (2 \cdot m_n \cdot f_{\text{пл}}) = (8,7 + 0,3) / (2 \cdot 30 \cdot 0,3) = 0,5$$

Приймаємо один хід ($X = 1$).

Дійсна поверхня нагріву всього водопідігрівача:

$$F = (2 \cdot m_n \cdot X - 1) \cdot f_{\text{пл}} = (2 \cdot 30 \cdot 1 - 1) \cdot 0,3 = 17,7 \text{ м}^2;$$

Втрати тиску води, що нагрівається

$$\Delta P_n' = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{\text{н ср}}) \cdot w_n^{1,75} \cdot X =$$

$$= 1,5 \cdot 4,5 \cdot (33 - 0,08 \cdot 32,5) \cdot 0,29^{1,75} \cdot 1 = 25 \text{ кПа.}$$

Втрати тиску води, що гріє

$$\Delta P_{\text{гр}}' = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{\text{гр ср}}) \cdot w_{\text{гр}}^{1,75} \cdot X =$$

$$= 1 \cdot 4,5 \cdot (33 - 0,08 \cdot 82,5) \cdot 0,65^{1,75} \cdot 1 = 53 \text{ кПа.}$$

де φ – коефіцієнт що враховує накипоутворення:
для води, що гріє $\varphi = 1$,

а для води, що нагрівається $\phi = 1,5 - 2$.

При цьому повинна дотримуватися умова:

$$\Delta P / \Delta P' > 1$$

для води, що нагрівається:

$$\Delta P_n / \Delta P_n' = 30/25 = 1,2 > 1$$

для води, що гріє:

$$\Delta P_{гр} / \Delta P_{гр}' = 60/53 = 1,13 > 1.$$

Отримані гідравлічні опори близькі до значень, що були задані.

Кількість пластин в апараті визначається з урахуванням наявності кінцевих пластин :

$$n_a = (F + 2f_{пл}) / f_{пл} = (17,7 + 2 \cdot 0,3) / 0,3 = 61$$

Приймаємо схему компоновки пластин в апараті $C = 30/31$

В результаті розрахунку приймаємо теплообмінник розбірної конструкції з пластинами типу 0,3р, товщиною 1 мм, зі сталі 12Х18Н10Т на двохопорній рамі, з ущільнюючими прокладками з гуми марки 4326Г. Поверхня нагріву $17,7\text{ м}^2$. Умовне позначення теплообмінника Р0,3р-1-17,7-2К-01-10Сх 30/31.

Розміри теплообмінного апарату: довжина 650 мм; ширина 400 мм; висота 1660 мм.

3.9 Розрахунок рідино-рідинного спірального теплообмінника

Завдання на проєктування

Спроекувати спіральний теплообмінник для охолодження 20%-го розчину КОН, який буде працювати при наступних умовах:

- 1) кількість розчину КОН $G_p = 35$ т/год;
- 2) початкова температура розчину $t_1 = 90^\circ\text{C}$;
- 3) кінцева температура розчину $t_2 = 50^\circ\text{C}$;
- 4) температура охолоджуючої води на вході в апарат $t_3 = 20^\circ\text{C}$;
- 5) температура охолоджуючої води на виході з апарату $t_4 = 40^\circ\text{C}$.

Тепловий розрахунок охолоджувача

Фізичні параметри теплоносіїв визначають при їх середніх температурах. Середня температура розчину КОН

$$t_{p\text{ сеп}} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(90 + 50) = 70^\circ\text{C}$$

де $t_1 = 90^\circ\text{C}$ – температура розчину на вході в охолоджувач; $t_2 = 50^\circ\text{C}$ – температура розчину на виході з охолоджувача.

Середня температура води

$$t_{\text{в.ср}} = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(20 + 40) = 30^\circ\text{C}$$

де $t_3 = 20^\circ\text{C}$ – температура охолоджуючої води на вході в апарат; $t_4 = 40^\circ\text{C}$ – температура охолоджуючої води на виході з апарату.

Для подальшого розрахунку фізичні параметри для води отримують за дод. Г, табл. Г.2, для розчину КОН – за дод. Г, табл. Г.4.

Таблиця 3.8 – Фізичні характеристики теплоносіїв

Фізичні величини	Для 20%-го розчину КОН при $t_{\text{р.ср}} = 70^\circ\text{C}$	Для води при $t_{\text{в.ср}} = 30^\circ\text{C}$
Густина, кг/м^3	$\rho_{\text{р}} = 1160$	$\rho_{\text{в}} = 997$
Теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$C_{\text{р}} = 3,37$	$C_{\text{в}} = 4,174$
Теплопровідність $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{р}} = 0,667$	$\lambda_{\text{в}} = 0,618$
Кінематична в'язкість $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{р}} = 0,710 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{\text{в}} = 0,805 \cdot 10^{-6}$
Критерій Прандтля для середовища	$\text{Pr}_{\text{р}} = 4,16$	$\text{Pr}_{\text{в}} = 5,41$

Теплове навантаження апарату

$$Q = G_{\text{р}} c_{\text{р}} (t_1 - t_2) = 9,72 \cdot 3,73 \cdot (90 - 50) = 1450,2 \text{ кВт}$$

Витрата води для охолодження розчину складе

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{C_{\text{в}}(t_4 - t_3)} = \frac{1450,2}{4,174(40 - 20)} = 15,7 \text{ кг/с}$$

Середній логарифмічний температурний натиск при заданих значеннях температур теплоносіїв розраховують по формулі

Схема руху теплоносіїв в апараті:

$$\begin{aligned} 143^\circ\text{C} &\rightarrow 133^\circ\text{C}; \\ 30^\circ\text{C} &\leftarrow 90^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Температурні напори :

– найбільший температурний напір між теплоносіями

$$\Delta t_6 = 90 - 40 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– найменший температурний напір між теплоносіями

$$\Delta t_m = 50 - 20 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середній логарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{50 - 30}{\ln \frac{50}{30}} = 39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Задаючи швидкість руху розчину $w_p = 1 \text{ м/с}$ (швидкість руху теплоносіїв в спіральних каналах не повинна перевищувати: для рідин – 3, для пари – 70 і для газу – 30 м/с), знаходять площу перерізу каналу теплообмінника.

$$f = \frac{G_p}{\rho_p w_p} = \frac{9,72}{1160 \cdot 1} = 0,00838 \text{ м}^2$$

Звідси ефективна висота теплообмінника (ефективна ширина стрічки)

$$b_e = f / \delta = 0,00838 / 0,012 = 0,698 \text{ м}$$

де δ – ширина каналу (проміжок між спіралями), приймається рівною 0,008...0,025 м (див. дод. В, табл. В.6), прийнято $\delta = 0,012 \text{ м}$.

Приймаємо ширину стрічки $b_e = 0,7 \text{ м}$ (дод. В, табл. В.6), уточнюємо площу поперечного перерізу каналу

$$f = b_e \delta = 0,012 \cdot 0,7 = 0,0084 \text{ м}^2$$

Еквівалентний діаметр спірального теплообмінника знаходять за формулою:

$$d_e = \frac{2b\delta}{b + \delta} = \frac{2 \cdot 0,7 \cdot 0,012}{0,012 + 0,7} = 0,0236 \text{ м}$$

де b — ширина полоси спірального теплообмінника (приймається 0,2...1,5), м.

Дійсна швидкість руху розчину КОН по каналу теплообмінника

$$w_p = \frac{G_p}{f \cdot \rho_p} = \frac{15,7}{0,0084 \cdot 1160} = 1,6 \text{ м/с}$$

Швидкість охолоджуючої води в каналі теплообмінника

$$w_b = \frac{G_b}{f \cdot \rho_b} = \frac{15,7}{0,0084 \cdot 997} = 1,87 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса для розчину

$$Re_p = \frac{w_p d_e}{\nu_p} = \frac{1,6 \cdot 0,024}{0,71 \cdot 10^{-6}} = 54085$$

Зовнішній діаметр спіралі, м

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_c$$

де $d = 2r + t$ – внутрішній діаметр спірального теплообмінника, м; $r = 0,15 \text{ м}$ — внутрішній радіус спіралей (див. дод. В, табл. В.6); N — кількість витків спіралей, приймаємо $N = 24$ (парне число); $t = \delta + \delta_c = 0,012 + 0,004 = 0,016 \text{ м}$ — крок спіралі; δ_c — товщина стінки теплообмінника, приймається в залежності від тиску: при тиску до 0,3 МПа $\delta_c = 2 \text{ мм}$, при тиску до 0,6 МПа $\delta_c = 3 \text{ мм}$.

$$d = 2 \cdot 0,15 + 0,016 = 0,316 \text{ м};$$

$$D = 0,316 + 2 \cdot 24 \cdot 0,016 + 0,004 = 1,088 \text{ м}$$

Критичне значення числа Рейнольдса

$$Re_{p_{кр}} = 20000 \left(\frac{d_e}{D} \right)^{0,32} = 20000 \left(\frac{0,024}{1,088} \right)^{0,32} = 5902$$

Так як отримане значення $Re_p > Re_{p_{кр}}$, то режим руху розчину КОН по каналах апарату — турбулентний.

Критерій Нуссельта для розчину

$$\begin{aligned} Nu_p &= 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 54085^{0,8} \cdot 4,16^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{1,088} \right) = 221,6 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від розчину КОН до стінки теплообмінника

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \lambda_p}{d_e} = \frac{221,6 \cdot 0,667}{0,024} = 6159,6 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Значення Рейнольдса для води

$$Re_B = \frac{w_B d_e}{\nu_B} = \frac{1,87 \cdot 0,024}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 55752$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} Nu_B &= 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 55752^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{1,088} \right) = 221,6 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до охолоджуючої води

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_e} = \frac{247,6 \cdot 0,618}{0,024} = 6377 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Задаючись матеріалом для виготовлення стінок апарату – сталь Х18Н10Т з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{ст} = 16 \text{ Вт/(м} \times ^\circ\text{C)}$, знаходять коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{6159,6} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{6377}} = 2251,4 \text{ Вт/(м}^2 \times ^\circ\text{C)}$$

Поверхня теплопередачі спірального теплообмінного апарату

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{сеп}} = \frac{1450200}{2251,4 \cdot 39} = 16,5 \text{ м}^2$$

Ефективна довжина спіралі

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{16,5}{2 \cdot 1,25} = 11,78 \text{ м}$$

Кількість витків обох спіралей

$$N = \sqrt{\frac{2L}{\pi t} + x^2} - x = \sqrt{\frac{2 \cdot 11,78}{3,14 \cdot 0,016} + 9,4^2} - 9,4 = 14,2 \approx 14$$

$$\text{де } x = \frac{1}{2} \left(\frac{d}{r} - 1 \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{0,316}{0,016} - 1 \right) = 9,4$$

Приймають отримане значення кількості витків спіралі $N = 14$ і уточнюють розрахунок.

Зовнішній діаметр спіралі

$$D = 0,316 + 2 \cdot 14,2 \cdot 0,016 + 0,002 = 0,772 \text{ м}$$

Критерій Нуссельта для розчину КОН

$$\begin{aligned} \text{Nu}_p &= 0,021 \cdot \text{Re}_p^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 54085^{0,8} \cdot 9,4^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{0,772} \right) = 298,6 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від розчину КОН до стінки теплообмінника

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu}_p \lambda_p}{d_e} = \frac{298,6 \cdot 0,667}{0,024} = 8299 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \text{Nu}_b &= 0,021 \cdot \text{Re}_b^{0,8} \cdot \text{Pr}_b^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_e}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 55752^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{0,772} \right) = 256,7 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до охолоджуючої води

$$\alpha_b = \frac{\text{Nu}_b \lambda_b}{d_e} = \frac{256,7 \cdot 0,618}{0,024} = 6611 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Коефіцієнт теплопередачі від розчину до води

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_b}} = \frac{1}{\frac{1}{8299} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{6611}} = 2520 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$$

Поверхня теплопередачі спірального теплообмінного апарату

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{сер}}} = \frac{1450200}{2520 \cdot 39} = 14,75 \text{ м}^2$$

Ефективна довжина спіралі

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{14,75}{2 \cdot 0,7} = 10,5 \text{ м}$$

Конструктивний розрахунок

Для визначення геометричних розмірів теплообмінника потрібні розміри внутрішнього радіусу спіралей, ширина каналу (крок стрічки спіралей) і ширина стрічки, з якої виробляється навивка.

Ширина полоси, з якої виробляється теплообмінник

$$b = b_e + 20 = 700 + 20 = 720 \text{ мм}$$

Кожен виток спіралі будується по двом радіусам:

Перший виток по радіусах

$$r_1 = r; \quad r_2 = r_1 + t = 0,15 + 0,016 = 0,166;$$

Другий виток по радіусах

$$r_3 = r_2 + t = 0,166 + 0,016 = 0,182; \quad r_4 = r_3 + t; \quad r_5 = r_4 + t \text{ і т.д.}$$

Дійсна довжина листів спіралей від точок m і m' для першої спіралі і від точок n і n' для другої спіралі:

$$L_1 = L + \frac{1}{4} \pi D + a_1 = 14,3 + \frac{1}{4} 3,14 \cdot 1,088 + 0,01 = 15,164$$

$$L_2 = L + \frac{1}{4} \pi D - b = 14,3 + \frac{1}{4} 3,14 \cdot 1,088 - 0,05 = 15,1$$

де a_1 — відстань від осі спіралі до точки m' ; b_1 — відстань від осі спіралі до точки n' .

В результаті розрахунку до установки приймають спіральний теплообмінник з наступними технічними характеристиками:

висота (ширина) теплообмінника $b = 720 \text{ мм}$;

зовнішній діаметр $D = 1088 \text{ мм}$;

ефективна довжина спіралей $L = 14,3 \text{ м}$;

внутрішній радіус $r = 150 \text{ мм}$;
внутрішній діаметр $d = 316 \text{ мм}$;
ширина керна $h = 2r = 300 \text{ мм}$;
крок між спіралями $t = 16 \text{ мм}$;
число витків для одної спіралі $n = 7$.

Гідромеханічний розрахунок охолоджувача

Втрати тиску в спіральному теплообміннику зі штифтами з кроком 70 мм і коридорним розташуванням можна визначити за формулою, Па

$$\Delta P = 0,0113 \frac{g \cdot L \cdot \rho \cdot w^2}{\text{Re}^{0,25} \delta}$$

де g — прискорення вільного падіння, м/с^2 ; L — довжина спіралі, м; ρ — густина теплоносія, кг/м^3 ; w — швидкість теплоносія, м/с ; Re — число Рейнольдса; δ — ширина каналу, м.

Для 20%-го розчину NaOH втрати напору складуть

$$\Delta P_p = 0,0113 \frac{9,8 \cdot 10 \cdot 1160 \cdot 1,6^2}{54085^{0,25} \cdot 0,012} = 17970 \text{ Па}$$

Для води втрати натиску будуть дорівнювати

$$\Delta P_b = 0,0113 \frac{9,8 \cdot 10 \cdot 997 \cdot 1,87^2}{55752^{0,25} \cdot 0,012} = 21449 \text{ Па}$$

Потужність, необхідна для подолання гідравлічних опірив при прокачуванні через теплообмінник 20%-го розчину NaOH

$$N_p = \frac{G_p \Delta P_p}{\rho_p \eta} = \frac{9,72 \cdot 4585,6}{1196 \cdot 0,7} = 215 \text{ Вт}$$

води

$$N_b = \frac{G_b \Delta P_b}{\rho_b \eta} = \frac{15,7 \cdot 21449}{997 \cdot 0,7} = 482,5 \text{ Вт}$$



ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ В ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВКАХ

4.1 Утилізація тепла в двигунах внутрішнього згоряння.

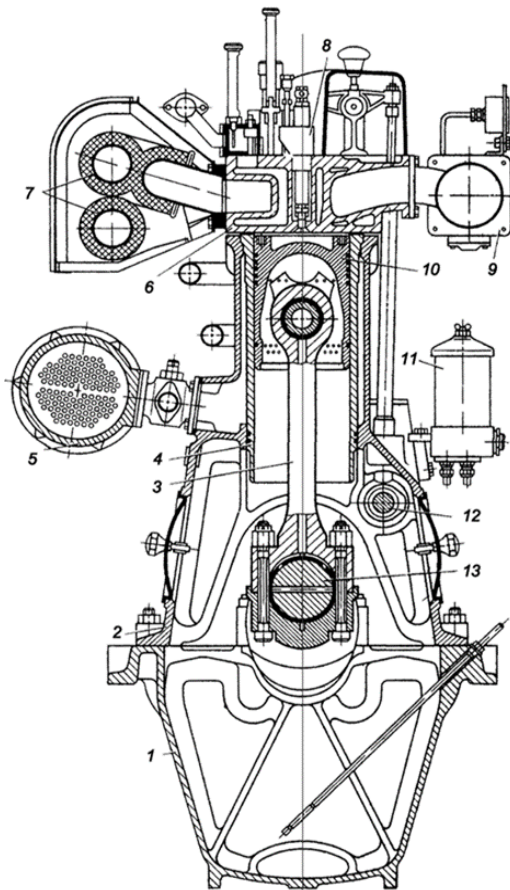


Рис. 4.1 – Головний судновий двигун NVD-26 (6Ч 18/26).

1 - фундаментна рама; 2 - блок-картер; 3 - стрижень шатуна; 4 - втулка циліндру; 5 - масляний теплообмінник; 6 - кришка циліндру; 7 - випускний колектор; 8 - форсунка; 9 - впускний колектор; 10 - поршень; 11 - фільтр паперовий; 12 - розподільний вал; 13 - колінчастий вал

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) - це теплова машина, в якій теплова енергія, що виділяється при згорянні палива в циліндрі, та перетворюється в механічну роботу. Процес перетворення теплової енергії в механічну відбувається за рахунок передачі енергії розширення продуктів згоряння на поршень, який в свою чергу здійснює зворотно-поступовий рух, що призводить до обертання х колінчастого валу двигуна, який в свою чергу приводить в рух грибний гвинт, електричний генератор, насос або інший споживач енергії.

Основним видом палива для суднових дизельних двигунів (СДУ) є рідке паливо нафтового походження, яке отримане в результаті перегонки нафти. Дане паливо має наступні переваги: висока теплотворна здатність, зручність транспортування та зберігання на судах, можливість заміни одного сорту палива на інший під час експлуатації двигунів. Недоліки даного палива це: дефіцитність та велика вартість даного виду палива, проблеми пов'язані з пожежною небезпекою та відповідно пожежотушіння, присутність сірки та інших домішок, необхідність додаткових витрат енергії з паливопідготовки в'язких палив.

У відповідності з другим законом термодинаміки здійснення робочого циклу в теплових машинах до яких відносяться і ДВЗ, неможливо всю теплоту отриману в результаті згоряння палива перетворити в

механічну роботу, тому що частина тепла має бути передана до холодного джерела.

Відведення частини тепла під час роботи теплового двигуна здійснюється не лише до холодного джерела, тому що присутні і інші види втрат теплової енергії.

В двигунах внутрішнього згоряння, в тому числі і суднових частина теплоти, що отримана в робочому циклі віддається стінкам деталей з якими контактує робоче тіло. Найбільша кількість тепла віддається стінкам деталей циліндро-поршневої групи, а саме: до поршня, кришки циліндрів, втулки, клапанів та форсунки. В результаті цього теплообміну температура зазначених деталей значно зростає що призводить до підвищення їх теплової та механічної напруженості. Тому для підтримки температури зазначених деталей на рівні, що забезпечує потрібні умови їх міцності, змащення, зношення, відкладення нагару та інших, зазначені деталі охолоджують. Як наслідок це призводить до невідворотного зменшення кількості теплоти, яка б могла бути перетворена в корисну роботу.

На питання як розподіляється тепло в ДВЗ відповідає тепловий баланс двигуна. Розрізняють внутрішній та зовнішній тепловий баланс двигуна.

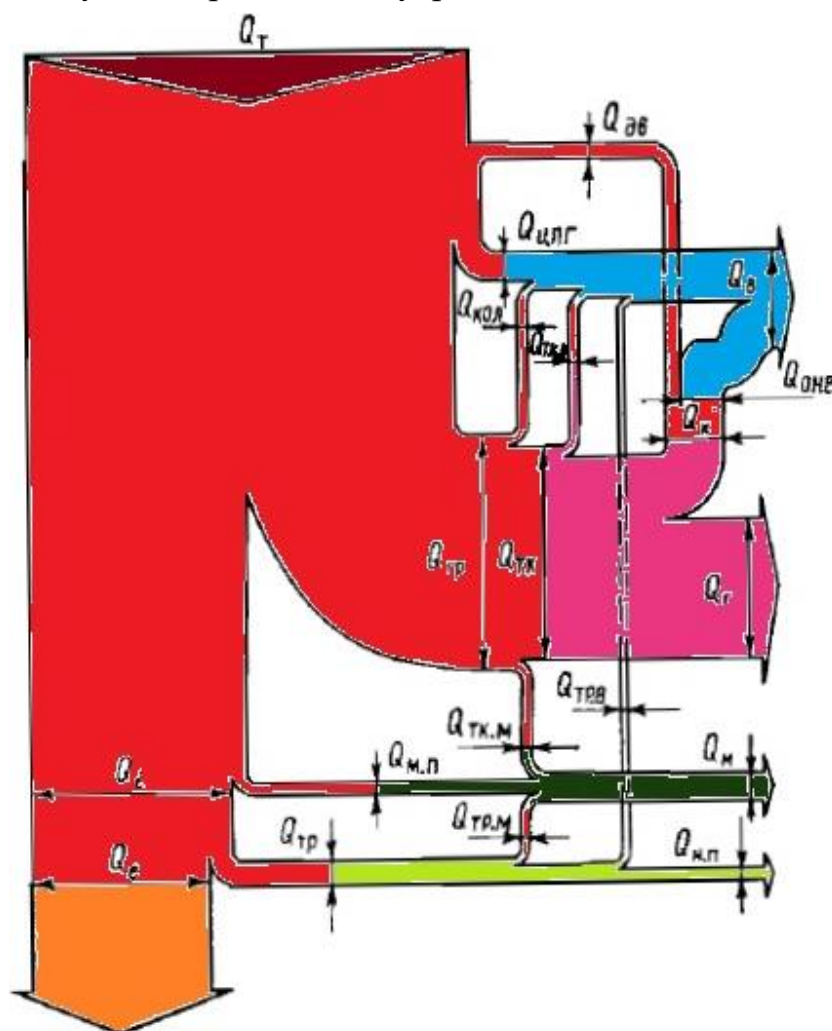


Рис. 4.2 – Зовнішній тепловий баланс дизельного двигуна з наддувом.

Q_T - теплота згоряння уведеного палива;

Q_i - теплота витрачена на індикаторну роботу;

Q_e - теплота витрачена на ефективну роботу;

$Q_{ав}$ - теплота відведена від наддувочного повітря ($Q_{онв}$), деталей ЦПГ ($Q_{цпг}$), корпуса турбокомпресора ($Q_{тк}$), частини роботи тертя ($Q_{тр.в}$);

$Q_{гв}$ - теплота що вводить-ся в двигун наддувочним повітрям;

$Q_к$ - теплота отримана в компресорі;

$Q_{гр}$ - теплота підведена до турбокомпресору;

$Q_{тк}$ - теплота що забезпечує роботу турбіни; $Q_г$ - теплота відпрацьованих газів;

$Q_м$ - теплота відведена з мастилом у вузлах двигуна ($Q_{тр.м}$) та турбокомпресора

($Q_{\text{тк.м}}$); $Q_{\text{тр}}$ - теплота тертя у вузлах тертя; $Q_{\text{н.п}}$ - теплота неврахованих теплових втрат.

Зовнішній тепловий баланс зазвичай представляють у вигляді рівняння де складові компоненти вимірюються в Дж/с:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{е}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{н.п}}$$

або в долях

$$q_{\text{т}} = q_{\text{е}} + q_{\text{г}} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{н.п}}$$

де $Q_{\text{т}}$ - теплота згоряння уведеного в циліндр палива;

$Q_{\text{е}}$ – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

$Q_{\text{г}}$ - теплота що відійшла з відпрацьованими газами;

$Q_{\text{в}}$ - теплота що відводиться з охолоджувальною рідиною;

$Q_{\text{м}}$ - теплота що відводиться з мастилом;

$Q_{\text{т}}$ - доля неврахованої теплоти;

В суднових ДВЗ доля тепла що витрачається на отримання ефективної роботи дорівнює: 38...54%, від загальної теплоти що виділяється при згорянні палива. Решту складають теплові втрати.

$$\Delta Q = Q_{\text{т}} - Q_{\text{е}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{н.п}}$$

або в долях

$$\Delta q = q_{\text{т}} - q_{\text{е}} = q_{\text{г}} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{н.п}}$$

Найбільші витрати тепла двигун втрачає з відпрацьованими газами. Так згідно даних приведених з різних джерел [1,2,3] доля втраченої теплоти складає 0,25...0,45 (25...45%) від загальної теплоти уведеної в циліндр двигуна.

Друге місце по величині витрат теплоти займають витрати тепла що відводяться з охолоджувальною рідиною. Величина цих витрат знаходиться в діапазоні 0,05...0,35 (5...35%) і залежить безпосередньо від типу системи охолодження та конструктивного виконання її основних вузлів та агрегатів.

Втрати тепла в систему мащення складають в свою чергу 0,03...0,05 (3...5%). Останній залишковий член рівняння що відповідає за невраховані втрати зазвичай не перевищує 0,03 або 3%.

Таким чином судновий двигун має в своєму складі системи для забезпечення його нормальної роботи, що містять в собі носії теплової енергії (вода, мастило, відпрацьовані гази, наддувочне повітря) яку можна та необхідно утилізувати. Приведені вище величини теплових втрат показують їх питому вагу у зовнішньому тепловому балансі та мають наступний рівень температур:

- відпрацьовані гази 265...500 °С;

- наддувочне повітря після компресору 70...160 °С;
- прісна вода в системі охолодження 65...90 °С;
- температура масла в системі мащення під час роботи 55...85 °С.

Відповідно теплота яку несуть в собі зазначені носії має бути або використана з користю іншими елементами систем двигуна або судна як наприклад теплова енергія відпрацьованих газів а турбіні агрегату турбонаддуву, або передана в тому числі із застосуванням теплообмінних апаратів до навколишнього середовища. Розгляду таких апаратів тепломасообміну буде далі приділено увагу в даному розділі.

4.2 Теплообмінні апарати для утилізації тепла відпрацьованих газів.

4.2.1 Призначення теплообмінних апаратів для утилізації тепла відпрацьованих газів.

Теплообмінні апарати для утилізації тепла відпрацьованих газів (ТУВ) є частиною системи утилізації теплоти двигунами внутрішнього згоряння. Вони представляють собою комплекс обладнання та допоміжних пристроїв, який дозволяє перетворювати тепло відпрацьованих газів двигуна під час його роботи в теплову енергію зовнішнього теплоносія, що передається споживачеві. До оснащення установки з ДВЗ системою утилізації тепла дозволяє збільшити її ККД до рівня 80-88%. Основним завданням такої системи є утилізації тепла та економія витрат за вироблення тепла. Впровадження системи утилізації тепла на установці з ДВЗ в повній мірі є енергозберігаючою технологією.

Утилізатор тепла відпрацьованих газів димових газів передає тепло від відпрацьованих газів двигуна до теплоносія у контурі споживача. Температура газів на виході з двигуна при цьому становить 450-550 °С, а температура газів на виході 120-180 °С. За рахунок цього зниження температури є можливість нагріти рідину споживача до 80-150 °С. Загальна величина утилізованої таким чином теплової енергії, дорівнює 110-130 кВт проти 100 кВт отриманої електричної енергії.

Установки утилізації тепла на базі ДВЗ та ТУВ призначені для передачі тепла відпрацьованих газів до носія тепла газів в утилізаційному теплообміннику з метою постачання теплом та зовнішніх споживачів: прилеглих житлових об'єктів, будівель, теплових станцій, та інших. Дані установки утилізації тепла компактні, малогабаритні, не вимагають значних фінансових та людських витрат на виготовлення, монтаж та обслуговування, та мають працездатність при температурі навколишнього повітря від -55°С до +45°С.

4.2.2 Будова та робота утилізатора тепла відпрацьованих газів.

Теплообмінник-охолоджувач є теплообмінним апаратом рекуперативного типу. Нагрів води, що рухається трубами, забезпечується теплом

Колектор складається з трубної дошки та привареної до неї трьома перегородками, прихованими приварними, сталевими вальцьованими сегментами з денцями на торцях. У нижній частині колектору є два відведення з фланцями для підведення та відведення води. Дренування апарату проводиться як через відводи, так і через розташовану між ними пробку. Для забезпечення повного зливу води з об'єму теплообмінника перегородки колектору мають у нижніх частинах спеціальні отвори, що примикають до корпусу.

Випускні гази від дьбузіна

2800±1

Випускні гази в атмосферу

Вода до споживачів

Вода на підігрів

1342*

2220±0.5

580*

1445*

A-A

178

1 - корпус; 2 - перехідник; 3 - кришка; 4 - трійник; 5 - трійник; 6 - труба; 7 - компенсатор; 8 - заслінка; 10 - фланець; 11 - прокладка; 12 - прокладка; 13 - прокладка; 14 - фланець; 15 - прокладка; 16 - фланець; 17, 19, 20 - болти; 21 - гайка; 22 – шайба; 23 - пробка

4.2.3 Розрахунок головних параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного.

Таблиця 4.1- Вихідні дані для розрахунку:

№ п/п	Назва параметру та його розмірність	Значення
1	Часова витрата палива при нижчій теплотворної здатності $Q_H = 42500$ кДж/кг, G_T , в кг/год	75,0
2	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива, α	2,0
3	Теоретична необхідна кількість повітря, для згоряння 1 кг палива, L_0 , кг / кг	14,45
4	Температура випускних газів на вході в ТУВ t_{T1} , °С	450
5	Температура випускних газів на виході із ТУВ t_{T2} , °С	120
6	Теплоємність випускних газів c_T , кДж / (кг град)	1,05
7	Витрата води через ТУВ G_B	25000
8	Теплоємність води c_B , кДж / (кг град)	4,19
9	Газова постійна для випускних газів R , кДж / (кг град)	283
10	Коефіцієнт опору при раптовому звуженні (вхід газів з камери в трубки ТУВ) ξ_1	0,3
11	Коефіцієнт опору при раптовому розширенні (вихід випускних газів із трубок в камеру) ξ_2	1
12	Тиск випускних газів на вході в ТУВ p_1 , МПа	0,103
13	Тиск випускних газів на виході із ТУВ p_2 , МПа	0,101
14	Прискорення вільного падіння g , м / с ²	9,81

Розрахунок параметрів ТУВ:

1. Часова масова витрата випускних газів через ТУВ, кг / год

$$G_{\text{вип.г}} = G_{\text{т}} \cdot (L_0 \cdot \alpha + 1)$$

$$G_{\text{вип.г}} = 75 \cdot (14,45 \cdot 2 + 1) = 2243$$

2. Густина випускних газів на вході в ТУВ, в кг / м³

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot (t_{\text{г1}} + 273)}$$

$$\rho_1 = \frac{0,103 \cdot 10^6}{283 \cdot (450 + 273)} = 0,503$$

3. Об'ємна витрата випускних газів на вході в ТУВ, в м³

$$V_{\text{вип.г}} = \frac{G_{\text{вип.г}}}{\rho_1}$$

$$V_{\text{вип.г}} = \frac{2243}{0.503} = 4455$$

4. Швидкість випускних газів на вході в трубки передачі тепла теплообмінника, приймається, в м/с:

$$v_{\text{вип.г}} = 36$$

5. Необхідна площа прохідних перетинів трубок передачі тепла, в м²

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot v_{\text{вип.г}}}$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{4455}{3600 \cdot 36} = 0.34$$

6. Геометричні параметри трубки передачі тепла:

- внутрішній діаметр, в мм $d_{\text{тр.п}} = 24$

- товщина стінки, в мм $\delta_{\text{тр.п}} = 3$

7. Необхідна кількість трубок передачі тепла в одноходовому вогнетрубному теплообміннику, в шт

$$i = \frac{F_{\text{Тр}}}{0,785 \cdot d_{\text{ВН}}^2}$$

$$i = \frac{0,34}{0,785 \cdot 0,024^2} = 76$$

8. Кількість тепла, що відбирається в ТУВ від випускних газів, в кВт

$$Q_{\text{ТУВ}} = c_{\text{Г}} \cdot G_{\text{вип.Г}} \cdot \frac{(t_{\text{Г1}} - t_{\text{Г1}})}{3600}$$

$$Q_{\text{ТУВ}} = 1.05 \cdot 2243 \cdot \frac{(450 - 120)}{3600} = 215.8$$

9. Температура води на вході в ТУВ, приймається, в °С

$$t_{\text{В1}} = 65$$

10. Температура води на виході із ТУВ, в °С

$$t_{\text{В2}} = t_{\text{В1}} + \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{c_{\text{В}} \cdot G_{\text{В}}}$$

$$t_{\text{В2}} = 65 + \frac{215.8}{4.19 \cdot 25000} = 72.4$$

11. Середній температурний напір у ТУВ, в °С

$$\Delta t = t_{\text{В1}} + \frac{(t_{\text{Г1}} - t_{\text{В2}}) - (t_{\text{Г2}} - t_{\text{В1}})}{\ln \frac{t_{\text{Г1}} - t_{\text{В2}}}{t_{\text{Г2}} - t_{\text{В1}}}}$$

$$\Delta t = 65 + \frac{(450 - 72.4) - (120 - 65)}{\ln \frac{(450 - 72.4)}{(120 - 65)}} = 167,4$$

12. Коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води, що підігрівається, приймаємо згідно даних з довідкової літератури, в Вт / (м² К)

$$k = 90$$

13. Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ, в м²

$$F_p = \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{\kappa \cdot \Delta t}$$

$$F_p = \frac{215.8 \cdot 10^3}{90 \cdot 167.4} = 14.32$$

14. Розрахункова довжина трубок передачі тепла, в м

$$l = \frac{F_p}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot i}$$

$$l = \frac{23,03}{3,14 \cdot 0,024 \cdot 76} = 2,499$$

15. Фактична довжина трубок передачі тепла, приймається конструктивно, в м

$$l_{\phi} = 2,5$$

16. Фактичне число трубок передачі тепла, в шт.

$$i_{\phi} = 2,5$$

17. Фактична площа поверхні трубок передачі тепла, в м²

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi}$$

$$F_{\phi} = 3,14 \cdot 0,024 \cdot 2,5 \cdot 76 = 14,32$$

18. Густина випускних газів на виході із ТУВ, в кг / м³

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot (t_{r2} + 273)}$$

$$\rho_2 = \frac{0,101 \cdot 10^6}{283 \cdot (120 + 273)} = 0,93$$

19. Об'ємна витрата випускних газів на виході з ТУВ, м³ / год

$$V_{\text{вип.г2}} = \frac{G_{\text{вип.г}}}{\rho_2}$$

$$V_{\text{вип.г2}} = \frac{2243}{0,93} = 2421$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ТУВ, в м / с

$$v_{\text{вип.г2}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot i_{\phi}}$$

$$v_{\text{вип.г2}} = \frac{4 \cdot 2243}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 76} = 19,6$$

21. Середня густина випускних газів, в кг / м³

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{0.503 + 0.93}{2} = 0,715$$

22. Середня швидкість випускних газів в ТУВ, в м / с

$$v_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot i_{\phi}}$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot 2243}{3600 \cdot 0.715 \cdot 3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 76} = 25,4$$

23. Втрата напору через місцеві опори, в мм вод. ст.

$$h_{\text{мс}} = (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{\text{мс}} = (0.3 + 1) \cdot \frac{0.715 \cdot 25,4^2}{2 \cdot 9.81} = 30,4$$

24. Середня температура випускних газів в ТУВ, в °С

$$t_{\text{вг.ср}} = \frac{t_{\text{вг.1}} + t_{\text{вг.2}}}{2}$$

$$t_{\text{вг.ср}} = \frac{450 + 120}{2} = 285$$

25. Динамічний коефіцієнт в'язкості випускних газів при середній температурі $t_{в.г.ср}$, в $\text{кг с} / \text{м}^2$

$$\mu = 2,9 \cdot 10^{-6}$$

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості, в $\text{м}^2 / \text{с}$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{ср}}$$

$$\nu = \frac{2,6 \cdot 10^{-6}}{0,715} = 4,057 \cdot 10^{-6}$$

27. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{ср} \cdot d_{вн}}{\nu}$$

$$Re = \frac{25,4 \cdot 0,024}{4,057 \cdot 10^{-6}} = 149968$$

Так як отримане значення числа $Re > 2300$, то це значить що ми маємо в даному випадку турбулентний режим течії.

28. Коефіцієнт тертя поміж випускними газами та стінками трубок що передають тепло

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$$

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{149968^{0,237}} = 0,0163$$

29. Втрати напору на тертя в трубках, в мм вод. ст.

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_{ср} \cdot v_{ср}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{тр} = 0,0163 \cdot \frac{2,5}{0,024} \cdot \frac{0,715 \cdot 25,4^2}{2 \cdot 9,81} = 39,8$$

30. Повний аеродинамічний опір ТУВ, в мм вод. ст.

$$h = h_{мс} + h_{тр}$$

$$h = 30.4 + 39.8 = 70.2$$

4.3 Теплообмінні апарати для утилізації тепла з системи охолодження.

Система охолодження призначена для охолодження деталей та вузлів двигуна що нагріваються внаслідок підводу до них теплоти отриманої від згоряння палива та процесів тертя між ними. Вода яка є носієм системи також забирає з собою тепло від інших носіїв тепла, таких як масло, паливо, вода або наддувочне повітря. Охолодження деталей двигуна і в першу чергу найбільш нагрітих таких кришка циліндру дає можливість не лише знизити високі температури зазначених деталей а також дає можливість отримати їх стабільний температурний режим роботи що забезпечує зберігання механічних властивостей та показників міцності. Відведення тепла охолоджувальною рідиною від нагрітих деталей судових ДВЗ забезпечує покращення показників їх теплової та механічної напруженості, зменшення рівня температурних полів та покращує умови зберігання масляної плівки на їх контактних поверхнях. Тепло відведене з охолоджувальною рідиною може бути використане споживачем для внутрішніх потреб, що покращить ефективність та економічність установки з ДВЗ що має теплообмінний апарат.

Найбільшого використання набули кожухотрубні теплообмінні апарати. Вони мають високі показники тепловикористання, при відносно невеликих малогабаритних параметрах. Простота конструкції та обслуговування також є ключовим чинником при виборі типу апарату теплообміну в установці з ДВЗ. Кожухотрубні теплообмінні апарати використовують в системах охолодження стаціонарних, тепловозних та судових дизельних двигунів. В якості прикладу на рис. 4.4. показано загальний вигляд кожухотрубного двоходового охолоджувача води (ОВ) Бериславського машинобудівного заводу.

Свого часу він був створений у співпраці з центральним науково-дослідним дизельним інститутом (ЦНДІ) та Бериславским машинобудівним заводом (БМЗ). Даний теплообмінний апарат було розроблено для галузі дизелебудування, на основі якого потім було створено типорозмірі ряди охолоджувачів з використанням труб з гвинтовим накатним оребренням.

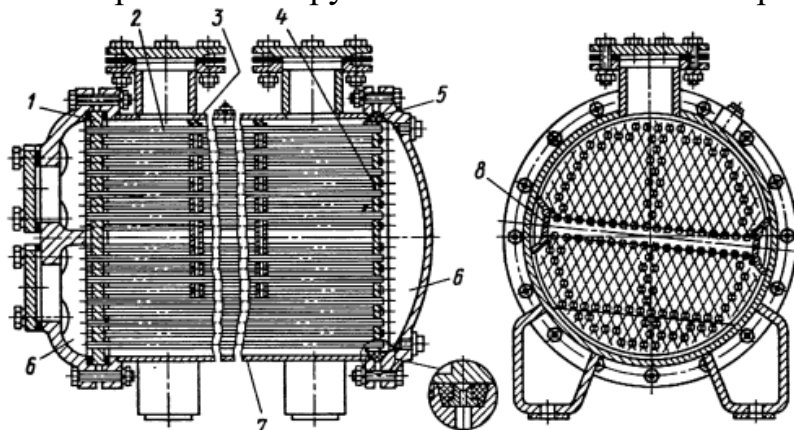


Рис. 4.4 – Загальний вигляд кожухотрубного охолоджувача виробництва БМЗ. 1 - нерухома трубна решітка; 2 - трубна система; 3 - ущільнення зазору пари «кожух-перегородка»; 4 - рухома трубна решітка; 5 - вузол ущільнення; 6 - камери охолоджувальної води; 7 - кожух; 8 – ущільнення зазору «кожухотрубний пучок».

4.4 Теплообмінні апарати для утилізації тепла з системи мащення.

Система мащення забезпечує подачу мастила до поверхонь тертя відповідно для зменшення тертями між ними та відведення тепла що виділяється при цьому. Крім того система забезпечує умови очищення поверхонь тертя від продуктів нагару, зношення та залишків інших сторонніх часток. Масло присуне в системі мащення виконує не лише функцію змащування контактуючих поверхонь тертя а головним чином для відводу тепла від найбільш нагрітих деталей двигуна таких як головка поршня, поршневі кільця, та інші.

Водомасильні теплообмінники призначені для охолодження за допомогою води нагрітого масла двигуна. Вони розрізняються за схемами руху води та мастила, та конструкції поверхні передачі тепла. Для максимальної ефективності в заданих розмірах в теплообмінниках використовують протитоківий або протитоко-перехресний перебіг рідин. Найбільш простими за конструкцією та технологією виготовлення та надійними в експлуатації є гладкотрубні теплообмінники із зовнішнім омиванням трубок маслом, які широко застосовують на різних установках з ДВЗ. Наявність прямих трубок не створює труднощів під час очищення внутрішніх поверхонь та заміни пошкоджених трубок. Трубчаста конструкція також дозволяє працювати при порівняно високих значеннях тиску теплоносіїв.

Для підвищення інтенсивності передачі теплоти в теплообмінниках необхідно порівнювати термічні опори тепловіддачі від мастила до поверхні охолодження та від неї до води, що охолоджує. Вирівнювання термічних опорів досягається ребра трубок. Найбільшого поширення в теплообмінних апаратах набули охолоджуючі елементи із труб із накатаними ребрами.

Водомасляний теплообмінник дизеля складається з корпусу 2, передньої 11 і задньої кришок 1, охолоджуючого елемента 9, кронштейнів 7 і 15. Перегородка 4 кришки 11 поділяє водяну порожнину теплообмінника навпіл для забезпечення двох ходів води.

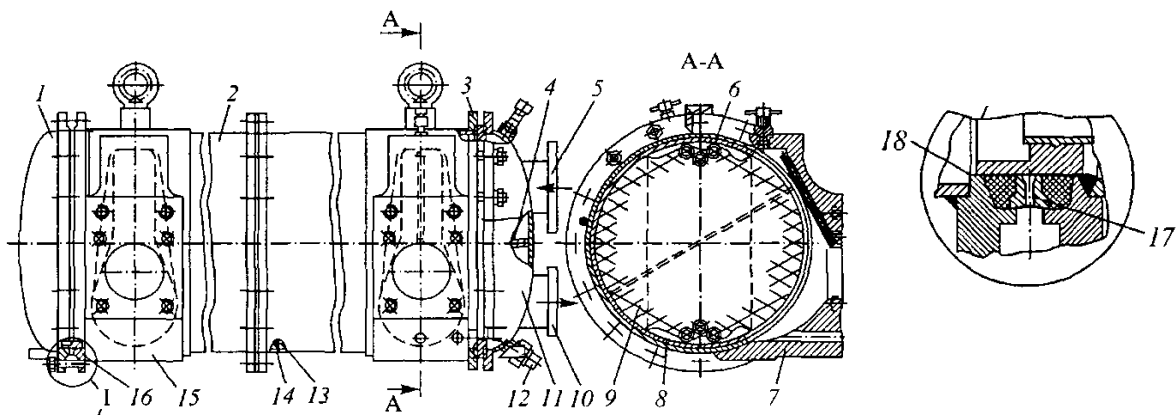


Рис. 4.5 – Водомасильний теплообмінник:

1,11 - кришки; 2 - корпус; 3,16 - трубні дошки; 4,13 - перегородки; 5,10 - патрубки; 6 - охолодна трубка; 7,15 - кронштейни; 8 - заповнювач; 9 - охолодний елемент; 12 - труба; 14 - шнур; 17 - проміжне кільце; 18 - кільце ущільнювача.

Охолодний елемент 9 складається з передньої 3 і задньої 16 трубних дошок, в отворах яких закріплені оребровані трубки 6 з сегментними перегородками 13, що створюють поперечне омивання маслом трубного пучка, що сприяє кращим умовам теплообміну. Заповнювачі 8 зменшують зазори між корпусом і трубним пучком, скорочуючи перетікання неохолодженого мастила. З цією ж метою стик сегментних перегородок та корпусу ущільнюють гумовим шнуром 14.

Вода в теплообмінник надходить по патрубку передньої 5 кришки, проходить по трубках 6 однієї половини охолоджуючого елемента, а потім по трубках іншої половини елемента виходить з патрубка 10. Масло в теплообмінник входить через отвір в кронштейні 15, проходить в міжтрубному прохід через отвір у кронштейні 7.

Температурні розширення трубок охолоджуючого елемента компенсуються переміщенням задньої трубної дошки 16, яка ущільнена в корпусі 2 і кришці 1 двома гумовими кільцями 18. Між кільцями 18 встановлено проміжне кільце 17 з отворами.

4.5 Теплообмінні апарати для відводу тепла наддувного повітря.

До цієї групи теплообмінних апаратів можна віднести охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) дизелів та радіатори автотракторних двигунів. ОНП або охолоджувач наддувного повітря представляє собою теплообмінний апарат що охолоджує повітря яке надходить в ДВЗ і є елементом системи наповнення.

Процес стиснення повітря у відцентровому компресорі підвищує його температуру на виході, що в свою чергу знижує його густину, та призводить до підвищення температури деталей циліндро-поршневої групи в циклі. Так розрахунок параметрів повітря при проходженні відцентрового компресора показує, що кожне зростання температури повітря на 10 градусів призводить до

зміни його щільності на 3%. Тому якщо не охолоджувати повітря після нагнітча ефект від наддуву буде частково знівельовано. Тому в ДВЗ що має систему наддуву, наддувне повітря яке подається в циліндри необхідно охолоджувати тим самим підвищуючи його щільність, що значно покращує ефективність наддуву та вихідні техніко-економічні показники ДВЗ.

Схема типового теплообмінного апарату для охолодження надувного повітря представлена на рис. 4.6. Повітря рухається в міжтрубному просторі перпендикулярно до вісей труб. Охолоджуюча вода потрапляє в передню рідинну камеру. Завдяки наявності перегородки вода рухається всередині труб першого руху, повертає в порожнині задньої рідинної камери та повертається по трубах другого руху в порожнину передньої рідинної камери.

Теплообмінний елемент кріпиться в корпусі ОНП за допомогою шпильок що з'єднують нерухому трубну решітку з фланцем корпусу. Для запобігання витікання повітря рухому трубну решітку та трубний пучок потрібно ущільнювати. Для цього зі сторони бічних стінок корпусу апарату встановлюють витіснювачі.

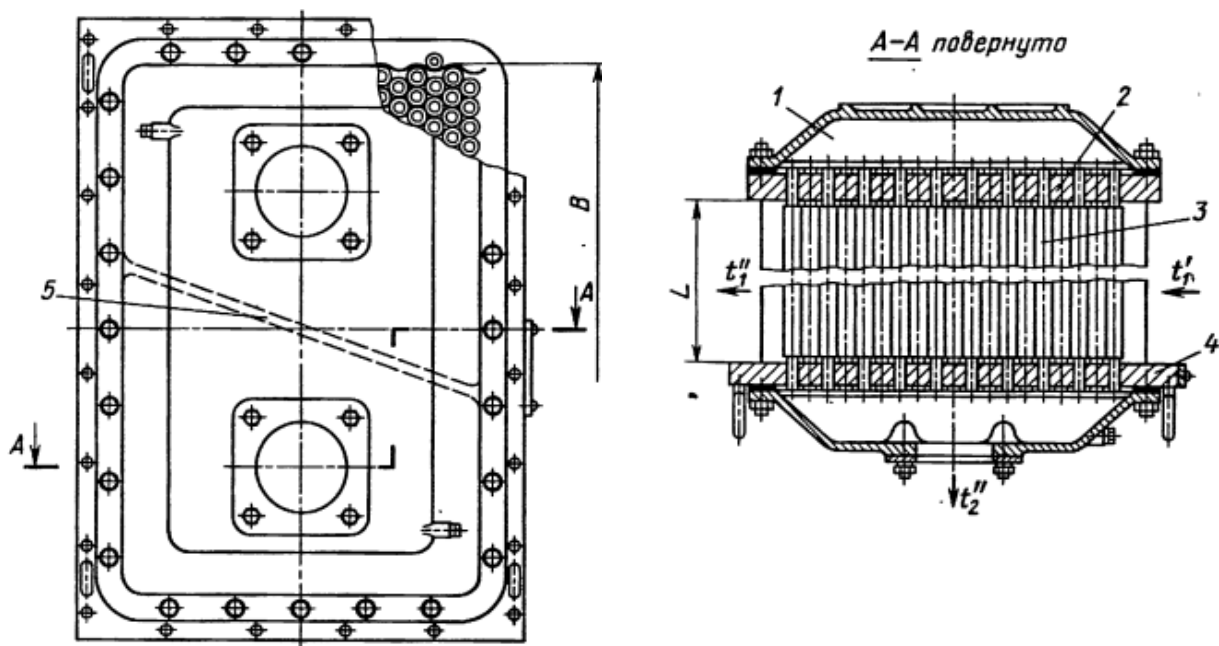


Рис. 4.6 - Схема охолоджувача наддувочного повітря.

1 - задня водяна камера; 2 - рухома трубна решітка; 3 - теплообмінна труба; 4 – корпус; 5 - перегородка передньої водяної камери;

Завдяки оребренню площа теплообмінної поверхні що контактує з повітрям може бути збільшена в 7...20 разів, що в свою чергу компенсує низький коефіцієнт тепловіддачі повітря. Трубні пучки таких теплообмінних апаратів, зазвичай мають прямокутну форму, при цьому повітря направляється в міжтрубний простір.

В сучасних конструкціях ОНП застосовують моно або біметалічні труби, а також біметалічні труби з розрізними ребрами. Повздовжні розрізи на ребрах с наступних відгибом пелюсток забезпечують багатократне пошкодження примежового прошарку, що формується на ребрах, та сприяють вирівнюванню поля коефіцієнту тепловіддачі по поверхні ребра.

Окремо треба відмітити що розрізання ребер може бути виправдане лише у випадку, коли апарат використовує незасмічене повітря. Якщо повітря не проходить достатній рівень очищення, то в результаті міжреберні щілини труб доволі швидко заповнюються асфальтоподібною масою що створює додаткові складнощі з її видалення, та яка суттєво погіршує процеси теплообміну в теплообмінному апараті. Також треба відмітити що зростання висоти ребра призводить до зниження коефіцієнта тепловіддачі. Зменшення кроку ребер призводить до зниження конвективної тепловіддачі, тому що у основи ребер утворюються зони з слабим циркулюванням потоку. На інтенсивність теплообміну в міжтрубному просторі суттєвий вплив має матеріал та товщина ребра. Чим вище теплопровідність матеріалу ребра, тим більше коефіцієнт тепловіддачі. Тому застосування біметалічних труб з оребреною сорочкою виправдано з точки зору теплообміну та покращення масових характеристик апарату.

Збільшення числа заходів гвинтової лінії накатних ребер від одного до трьох, не впливає на тепловіддачу та аеродинамічний опір пучків. Відбувається це наявність малих кутів нахилу гвинтової лінії накатних ребер, що забезпечує практично однакову тепловіддачу труб з шайбовим та накатним оребренням.

Технологія виготовлення біметалічних труб суттєво впливає на термічний опір в місці контакту двох металів, яке обов'язково потрібно враховувати в тепловому розрахунку. Встановлено що не потрібно досягати значного зменшення висоти нерівностей сполучених поверхонь, оскільки суттєвий вплив має зусилля випресування, яке має складати (4...7) 103 Н. Зниження термічного опору може бути досягнуто застосуванням прокладок з мідної, свинцевої та олов'яної фольги товщиною 0,1...0,2 мм. Коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі залежить від фізичних властивостей теплоносіїв які прокачуються через нього.

4.6 Теплообмінні апарати для підігріву палива.

Необхідність щодо скорочення витрат на придбання палива змушує судновласників та виробників суднових енергетичних установок - використовувати найдешевші високов'язкі сорти вуглеводневих видів палива та здійснювати пошук технічних рішень щодо шляхів зниження його витрати.

Мазут відноситься до групи залишкових фракцій вуглеводнів, які отримують у процесі переробки нафти. Властивості мазуту залежать від вихідних властивостей сировини нафти та її глибини переробки на нафтопереробних заводах. У мазуті, як кінцевому продукті нафтопереробки, зосереджується баласт - негорюча частина, що складається з мінеральної маси води. У процесах нафтокрекінгу легкі вуглеводневі фракції, бензин, гас, дизельне паливо насичуються воднем, що міститься в нафті, більшою мірою, тому в мазуті вміст водню в порівнянні з сировиною нафтою зменшується, що призводить до зниження його теплотворної здатності. Зниження теплотворної здатності мазуту обумовлюється підвищеним вмістом у його складі сірки, азоту, кисню, смол, асфальтенів, золи, механічних домішок.

У мінеральній масі мазуту є значна кількість різних металів, у тому числі і ванадію. Ванадій зосереджується в нафтових смолах, асфальтенах, що є і основними сірковмісними компонентами. Окиси ванадію викликають як низькотемпературну так і високотемпературну, при 600-700 °С, корозію металів, що призводить до руйнування поверхонь нагріву, поверхонь випускних клапанів і лопаток газових турбін.

Відповідно до міжнародних стандартів якості мінеральна маса, що міститься в мазуті, не повинна перевищувати 0,1-0,3%, але, незважаючи на мале її вміст, що утворюється при спалюванні мазуту зола, відкладаючись на поверхнях нагрівання котлоагрегатів, значно зменшує передачу тепла від продуктів згоряння. Відкладення золи на поверхнях деталей поршневої групи дизелів викликають прискорене зношування тертьових поверхонь, ускладнюють відведення тепла до охолоджувальних середовищ.

При транспортуванні та зберіганні в ємностях якість мазуту змінюється. В результаті постійного окислення, полімеризації, хімічних реакцій, вуглеводні мазуту перетворюються на тверді продукти, що випадають осад. У холодну погоду під час розігріву залізничних цистерн гострим паром вміст води в мазуті може досягати 10-15%. Під час подальшого зберігання мазут додатково обводняється атмосферною вологою. Аналіз якості мазуту, що зберігається в ємностях на одній з нафтобаз, показали, що вміст води в пробах, відібраних на рівні 4-5 м від днища, досягає 5%, а в придонних шарах -12%.

Бункерні компанії виробляють підігрів мазуту в ємностях до температури, за якої забезпечується перекачування, змішування мазуту. При недостатньому підігріві відстоювання води у високов'язкому мазуті, що має високу щільність, стає практично неможливим і з великою ймовірністю можна вважати, що до споживачів надходить надмірно обводнений мазут. Якість мазуту може погіршитися і при змішуванні його в ємностях нафтобаз з мазутом, в якому внаслідок тривалого зберігання якісні характеристики не відповідають стандартним вимогам.

Бункеруючі компанії вживають заходів щодо запобігання постачанню неякісного палива, але їх можливості у підвищенні якості мазуту, що зберігається, обмежені, і вони змушені проводити його постачання споживачеві в стані "як є". Тому кожна операція змішування палива несе в собі невизначеність за якістю кінцевого продукту.

Для запобігання негативним наслідкам судова система паливопідготовки має бути забезпечена ефективними технічними засобами, що дозволяють до спалювання мазуту в енергетичних установках покращувати його якісні характеристики.

На суднах дизельне паливо та мазут зберігаються в суднових танках окремо. Якщо на судні встановлено ефективне змішувальне обладнання, є система для підігріву мазуту в танках основного запасу та підігрівачі, що забезпечують підігрів мазуту до необхідної температури, змішування палива для коригування в'язкості мазуту доцільно проводити на судні. У цьому випадку виключається ризик отримання від бункера великих об'єму нестабільного палива, запобігають наслідкам його негативного впливу на стан

енергетичних установок та їх систем, і з'являється можливість використання більш дешевих сортів мазуту.

Застосування гідродинамічних пристроїв у паливній системі дизелів обумовлюється необхідністю підвищення дисперсності, перетворення вуглеводневих молекул залишкових фракцій мазуту більш активні радикали, що прискорюють в циліндрах дизеля процес згоряння.

Моторні палива підігрівають в кожухотрубних парових підігрівачах палива з U-подібними трубками (ПТК), які розташовуються як в горизонтальному так і вертикальному положенні. Витрата палива через підігрівач складає 1...20 т/год. Підігрівач типу ПТК у вертикальному виконанні представлено на рис. 4.7.

На відміну від підігрівачів води на підігрівачі палива встановлюють здвоєнні трубні решітки, що в свою чергу виключає попадання палива в парову порожнину при порушенні вальцювання труб.

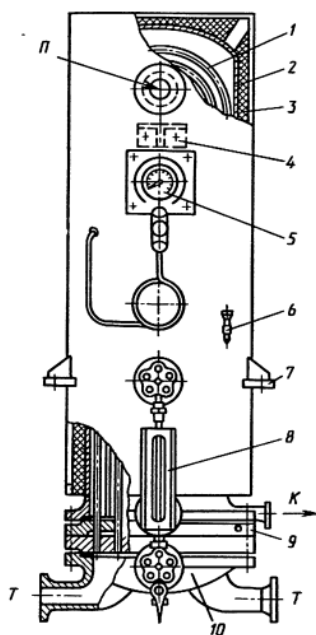


Рис. 4.7 – Підігрівач палива типу ПТК з U-подібними трубами вертикального виконання.

1 - U-подібні труби; 2 - кожух; 3 - ізоляція; 4 - рухома опора; 5 - манометр; 6 - клапан для випуску повітря; 7 - нерухома опора; 8 - вказівна колонка; 9 - трубна решітка; 10 - кришка; Т - вхід та вихід палива; П - вхід пару; К - вихід конденсату.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вассерман О.А., Слинько О.Г., Мальчевський В.П. Основи тепломасообміну. Одеса: Фенікс, 2014. 150 с.
2. Бажан П.И., Каневец В.М., Селиверстов В.М./ Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 370с.
3. Горобець В.Г., Богдан Ю.О., Троханяк В.І. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок: [Монографія].–К.: «ЦП «Компринт», 2017.–198 с.
4. ДСТУ 3-071-2004. Апарати кожухотрубчасті теплообмінні та повітряногоохолодження. Кріплення труб в трубних решітках. К.: Державний комітет проми-слової політики України, 2004.–60 с.
5. ДСТУ EN 247:2003 Теплообмінники. Термінологія (EN 247:1997, IDT) [Текст] / пер. і наук.-техн. ред. С. Дубовський [та ін.]. - Офіц. вид. - Чинний від 01.07.2005. - К.: Держспоживстандарт України, 2005. - VII, 14 с. - (Національний стандарт України)
6. ДСТУ 3949-2000 Апарати теплообмінні пластинчасті розбірні. Параметри та основні розміри [Текст]/ розроб. В. Павленко [та ін.]. - Чинний від 2001.01.01.- Офіц. вид. - К.: Держстандарт України, 2001. - III, 14с., III, 14 с. - (Державний стандарт України)
7. ДСТУ ГОСТ 2.703:2014 Єдина система конструкторської документації. Правила виконання кінематичних схем. (ГОСТ 2.703-2011, IDT). Чинний від 01.11.2014.
8. ДСТУ ГОСТ 2.704:2014 Єдина система конструкторської документації. Правила виконання гідравлічних і пневматичних схем (ГОСТ 2.704-2011, IDT). Чинний від 01.11.2014.
9. ДСТУ ISO 5455:2005 Кресленики технічні. Масштаби.
10. ДСТУ EN 308-2001 Теплообмінники [Текст] ; Методи випробовування пристроїв регенерування теплоти "повітря-повітря" та "повітря-відпрацьований газ" для визначання експлуатаційних характеристик (EN 308:1997, IDT) / пер. і наук.-техн. ред. С. Дубовський [та ін.] ; . - Офіц. вид. - Чинний від 01.07.2003. - К. : Держспоживстандарт України, 2002. - IV, 14 с.: рис. - (Національний стандарт України)
11. ДСТУ EN 247–1997. Теплообмінники. Терміни та визначення поннять. Київ – Держспоживстандарт України – 1997 р.
12. ДСТУ EN 305-2001 Теплообмінники [Текст] ; Визначання експлуатаційних характеристик теплообмінників та загальна методика випробовування для встановлення експлуатаційних характеристик усіх теплообмінників (EN 305:1997, IDT) / пер. і наук.-техн. ред. С. Дубовський [та ін.] ; . - Офіц. вид. - Чинний від 01.07.2003. - К. : Держспоживстандарт України, 2003. - IV, 16 с.: рис. - (Національний стандарт України)
13. ДСТУ EN 306:2003 Теплообмінники; Методи вимірювання параметрів, необхідних для визначання експлуатаційних характеристик (EN 306:1997, IDT) [Текст] / пер. і наук.-техн. ред. С. Дубовський [та ін.]. - Офіц. вид. - Чинний від 01.07.2004. - К. : Держспоживстандарт України, 2004. - VI, 29 с.: рис. - (Національний стандарт України)

14. Збірник задач з тепломасообміну :навчальний посібник /А.Ю. Дреус, К.Є. Лисенко, В.О.Сясев. – Д., 2016.–124 с.
15. Куличенко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам – Киев: "Тэхника", 1990 г., – 165 стр.
16. Лабай В.Й. Тепломасообмін. Підручник для ВНЗ. – Львів: Тріада Плюс, 2004 – 260 с.
17. Малкін Е.С. та ін. Спеціальні питання тепломасообміну: Підручник / Е.С.Малкін,І.Е.Фуртат, Н.Є.Журавська.–Київ: КНУБА, 2017.–288 с.
18. Методичні рекомендації до практичних занять, контрольних і самостійних робіт із дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» (Тема «Теплові конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів») для студентів напряму підготовки 6.050601«Теплоенергетика»денної та заочної форм навчання / В.В. Середа, В.В. Куба-Рівне:НУВГП, 2014р.-24с.
19. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Тепломасообмін : навч. посіб. Кривий Ріг:ДонНУЕТ, 2021. 100с.
20. Погрелов А.І. Тепломасообмін (основи теорії та розрахунку). Навчальний посібник для вузів. 2-ге видання. – Львів: "Новий світ -2000", 2004. – 144 с.
21. Процеси і апарати харчових виробництв. Теплообмінні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О.Самойчук, В.Г. Тарасенко, О.П. Ломейко. Мелітополь, 2020. 300 с.
22. Процеси та апарати природоохоронних технологій : підручник : у 2 т. / Л. Д. Пляцук, Р. А.Васькін, В. П.Шапорев та ін.–Суми : Сумський державний університет, 2017.–Т. 1.–435 с.
23. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника : методичні рекомендації до виконання курсового проекту/Уклад.: В.І.Глибін–К.: НАУ, 2014–92 с.
24. Справочник по теплообменникам , в 2-х томах ./ Пер. с англійск., под ред. Б.С.Петухова, В.К.Шишкова -Москва: Энергоиздат, 1987 г., 890 с.
25. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. / Р.В. Щекин, С.М. Кореневский, Г.Е. бем, Ф.И. Скороходько, Е.И. Чечик, Г.Д. Соболевский, В.А. Мельник, О.С. Кореневска. – К.: "Будівельник", 1976, – 353с.
26. Христян Є. В. Теплотехнологічні процеси та установки на залізничному транспорті [Текст]:навчальний посібник / Є. В. Христян, І. В. Титаренко; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп.ім. акад. В. Лазаряна.-Дніпропетровськ, 2015.-269 с.
27. Чепурний М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник/М. М.Чепурний, Н. В. Резидент.–Вінниця : ВНТУ, 2011.–128 с.
28. Чуб І.М. Масообмінні процеси водопідготовки. Навчальний посібник/ І. М. Чуб ; Харків.нац. ун-т міськ. гос-ва ім. О. М. Бекетова.–Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2020.–161 с.
29. Шаповалов Ю.О., Соломонюк Д.М. ІНДИВІДУАЛЬНИЙ КОМПЛЕКТ навчально-методичних матеріалів з дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки (теплообмінні апарати)"

Додаток А

Завдання для розрахунку теплообмінних апаратів

Таблиця А.1 – Завдання для розрахунку теплообмінника обирається за останнім номером залікової книжки.

Остання цифра залікової книжки	Тип теплообмінника
1, 6	водо-водяний “труба у трубі”
2, 7	водо-водяний кожухотрубчастий
3, 8	паро-водяний кожухотрубчастий
4, 9	паро-рідинний пластинчатий
5, 0	рідино-рідинний спіральний

Таблиця А.2 – Завдання на проектування водо-водяного теплообмінника типу “труба у трубі”

Цифри залікової книжки	l , м	t_1' , °C	t_1'' , °C	d_2 / d_1 , мм	t_2' , °C	t_2'' , °C	D_2 / D_1 , мм	Q , кВт
0	1,5	90	50	38/34	10	35	57/51	95
1	1,8	95	55	45/41	12	40	76/71	100
2	2,0	100	60	57/51	14	45	89/81	105
3	2,5	105	65	38/34	16	50	108/102	110
4	3,0	110	70	45/41	18	55	57/51	115
5	4,0	115	50	57/51	20	35	76/71	120
6	1,5	120	55	38/34	22	40	89/81	125
7	2,0	125	60	45/41	24	45	108/102	130
8	2,5	130	65	57/51	26	50	57/51	100
9	3,0	135	70	45/41	28	55	76/71	90

Примітка. 1. Параметри l , t_1' , t_1'' , d_2 / d_1 , вибрати за передостанньою цифрою залікової книжки.

2. Параметри t_2' , t_2'' , D_2 / D_1 , Q вибрати за останньою цифрою залікової книжки.

3. Теплопровідність стінки прийняти $\lambda_{ст} = 57 \text{ Вт/(м} \times \text{°C)}$

Таблиця А.3 – Завдання на проектування водо-водяного кожухотрубчастого теплообмінника

№	Компонування труб	Схема течії теплоносіїв	Q , кВт	$t_{1п}$, °C	$t_{1к}$, °C	$t_{2п}$, °C	$t_{2к}$, °C
1.	шахове		13	5	60	95	85
2.	коридорне		12	15	65	110	100
3.	шахове		11	5	70	125	110
4.	коридорне		10	15	60	130	115
5.	шахове		9	5	65	95	85
6.	коридорне		8	15	70	110	100
7.	шахове		7	5	60	125	110
8.	коридорне		6	15	65	130	115
9.	шахове		5	5	70	95	85
10.	коридорне		4	15	60	110	100

Примітка. 1. Схема течії теплоносіїв, компонування труб і Q вибрати за передостанньою цифрою залікової книжки.

2. Параметри $t_{1п}$, $t_{1к}$, $t_{2п}$, $t_{2к}$ вибрати за останньою цифрою залікової книжки.

Таблиця А.4 – Завдання на проектування паро-водяного кожухотрубчастого теплообмінника

Цифри залікової книжки	P_B , МПа	t_B' , °C	t_B'' , °C	G_B , м³/год	P_{II} , МПа	t_{II} , °C
0	0,140	16	80	205	0,6	180
1	0,141	17	81	207	0,51	185
2	0,142	18	82	209	0,52	187
3	0,143	19	83	211	0,53	190
4	0,144	20	84	213	0,54	195
5	0,145	21	85	215	0,55	200
6	0,146	22	86	217	0,56	193
7	0,147	23	87	219	0,57	183
8	0,148	24	88	221	0,58	175
9	0,149	25	89	223	0,59	205

Примітка. 1. Параметри P_B , t_B' , t_B'' вибрати за передостанньою цифрою залікової книжки.

2. Параметри G_B , P_{II} , t_{II} вибрати за останньою цифрою залікової книжки.

Таблиця А.5 – Завдання на проектування паро-рідинного пластинчатого теплообмінника

Цифри залікової книжки	P_M , МПа	t_M' , °C	t_M'' , °C	D , кг/с	t_{II} , °C	P_K , МПа	ΔP_M , кПа
0	0,55	25	83	1,35	140	0,3	100
1	0,56	26	84	1,36	142	0,3	101
2	0,57	27	85	1,37	144	0,3	102
3	0,58	28	86	1,38	146	0,3	103
4	0,59	29	87	1,39	148	0,3	104
5	0,6	30	88	1,40	150	0,3	105
6	0,54	31	89	1,41	152	0,3	106
7	0,53	32	90	1,42	154	0,3	107
8	0,52	33	91	1,43	156	0,3	108
9	0,51	35	92	1,44	158	0,3	110

Примітка. 1. Параметри P_M , t_M' , t_M'' вибрати за передостанньою цифрою залікової книжки.

2. Параметри D , t_{II} , P_K , ΔP_M вибрати за останньою цифрою залікової книжки.

Таблиця А.6 – Завдання на проектування рідино-рідинного спірального теплообмінника

Цифри залікової книжки	Охолоджуючий розчин речовини	G_p , т/год	t_1 , °C	t_2 , °C	t_3 , °C	t_4 , °C
0	Кальцій хлористий, 25 %	27	85	40	16	37
1	Толуол	28	84	39	17	38
2	Оцетова кислота	29	83	38	18	39
3	Бензол	30	82	37	19	40
4	Метиловий спирт, 40 %	31	81	36	20	41
5	Етиловий спирт, 40 %	32	80	35	21	42
6	Сірковуглець	33	79	34	22	43
7	Гліцерин	34	78	33	23	44
8	Бутиловий спирт	35	77	32	24	45
9	Октан	36	76	31	25	46

Примітка. 1. Параметри G_p , t_1 , t_2 , вибрати за передостанньою цифрою залікової книжки.

2. Параметри t_3 , t_4 вибрати за останньою цифрою залікової книжки.

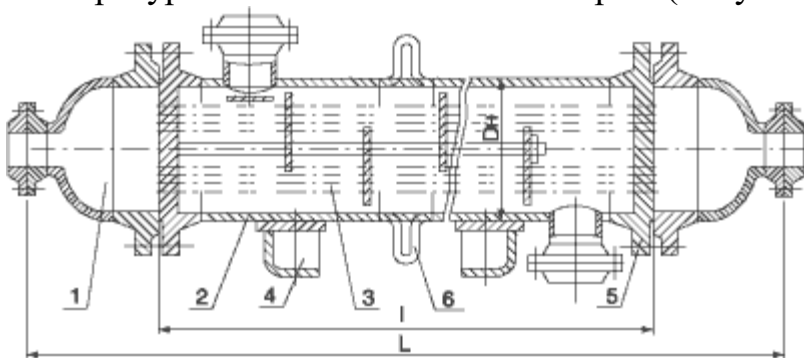
Додаток Б

Геометричні параметри трубчастих теплообмінників

Таблиця Б.1 – Теплообмінні апарати “труба у трубі”

Тип апарату	Діаметр, мм		Довжина теплообмінних труб, м	Умовний тиск в середині і зовні труб $P_{\text{в}} / P_{\text{зв}}$, МПа	Поверхня теплообміну, м^2	Матеріальне виконання
	по трубному простору	по кільцевому простору				
Однопоточні ДСТУ 3-17-202-2000	133, 159, 219	89, 108, 133, 159	4,5; 6,0; 9,0	1,6/1,6; 4,0/1,6; 4,0/4,0	5,0-18,0	Сталь вуглецева
Багатопоточні ДСТУ 3-17-203-2000	89, 108	38, 48, 57	3,0; 4,5; 6,0; 9,0	1,6/1,6; 1,6/4,0; 4,0/1,6; 4,0/4,0	3,9-93,0	
Однопоточні ДСТУ 3-17-204-2000	57, 76, 89, 108	25, 38, 48, 57	1,5; 3,0; 4,5; 6,0;	6,3/1,6; 6,3/4,0; 10,0/1,6; 10,0/4,0; 10,0/6,3; 16,0/10,0	0,55-4,6	Сталь нержавіюча

Таблиця Б.2 – Теплообмінні апарати з нерухомими трубними дошками і температурним лінзовим компенсатором (типу ТН, ТК, ХК)

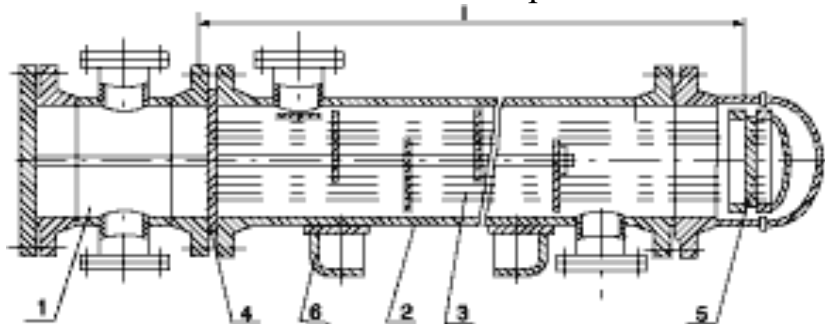


- 1 – розподільча камера;
- 2 - кожух;
- 3 - теплообмінна труба;
- 4 - опора;
- 5 - трубна дошка;
- 6 - компенсатор.

Зовнішній діаметр кожуху $D_{\text{зв}}$, мм	Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, $d_{\text{зв}}$, мм	Площа теплообмінної поверхні, м^2 при довжині теплообмінних труб, м							Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів $D_{\text{ш}}$, мм	Загальна довжина L , мм	Маса (не більше), кг
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0				
			1	1,5	2,5	3,5				19			
159	1	20			2,0	3,0				13	80	1400-3400	265
		25											
273	1	20	4,0	6,0	8,5	12,5				68	100	1450-3450	710
		25	3,0	5,0	6,5	10,5				42			
325	1	20		9,5	12,5	19,0	25,0			100	100	2200-4700	800
		25		7,5	10,0	14,5	19,5			62			
	2	20		8,5	11,0	17,0	22,5			90		2170-	745

Зовнішній діаметр кожуху D _{зв} , мм	Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, d _{зв} , мм	Площа теплообмінної поверхні, м ² при довжині теплообмінних труб, м							Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів D _у , мм	Загальна довжина L, мм	Маса (не більше), кг			
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0							
				25		6,5	9,0	13,0	17,5						56	
426	1	20			23,0	34,0	46,0	68,0		181	150	2790- 6790	1850			
		25			17,0	26,0	35,0	52,0		111						
	2	20			21,0	31,0	42,0	63,0		166		2720- 6720	1940			
		25			16,0	24,0	31,0	47,0		100						
600	1	20			51,0	77,0	102	154		408	200	2940- 6840	3540			
		25			41,0	62,0	82,0	124		263		3180				
	2	20			48,0	73,0	97,0	146		387		2910- 6910	3740			
		25			38,0	58,0	77,0	116		246						
	4	20			44,0	66,0	88,0	132		351						
		25			34,0	51,0	68,0	101		216						
800	1	20			92,0	140	186			754	250	3140- 7130	6000			
		25			74,0	112	149			476		5420				
	2	20			90,0	135	179			727		3190- 7190	6010			
		25			71,0	106	142			453						
	4	20			83,0	125	169			675						
		25			64,0	97,0	129			413						
1000	1	20				220	295	444	667	1193	300	4170- 7320	10870			
		25				182	244	366	551	772						
	2	20				214	286	430	648	1163		4260- 7350	10830			
		25				175	234	353	530	743						
	4	20				202	270	406	610	1097	300/200					
		25				163	218	329	494	691						
	6	20				203	272	409	614	1067						
		25				160	214	322	486	661						
1200	1	20					426	642	964	1736	350	5300- 7380	13620			
		25					348	525	790	1116						
	2	20					415	626	942	1693		5430- 10460	19660			
		25					338	509	766	1081						
	4	20					396	596	897	1615	350/200					
		25					318	479	722	1019						
	6	20					397	597	900	1535						
		25					316	476	716	960						

Таблиця Б.3 – Теплообмінні апарати з плаваючою дошкою (типа ХП, ТП)

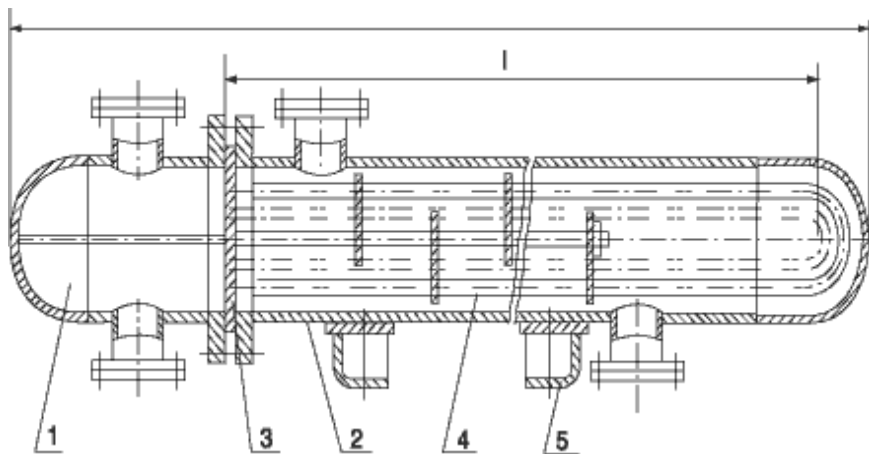


- 1 – розподільча камера;
 2 - кожух;
 3 - теплообмінна труба;
 4 – нерухома трубна дошка;
 5 – рухома трубна дошка;
 6 - опора.

Діаметр кожуху $D_{зв}$, мм		Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, $d_{зв}$, мм	Площа теплообмінної поверхні, m^2 при довжині теплообмінних труб, м			Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів D_u , мм	Загальна довжина L , мм	Маса (не більше), кг
$D_{вн}$	$D_{зв}$			3,0	6,0	9,0				
-	325	2	20	10	26	-	56	100	3800-6810	1550
			25	8	15	-	33			1480
400	-	2	20	24	46	-	122	100	3780-6820	2750
			25	19	38	-	80			2650
500	-	2	20	32	64	-	170	150	3770-6800	4430
			25	27	53	-	112			4270
600	-	2	20		117	-	309	200	7185-7505	6720
		4			107	-	283	200/150		6700
		2	25		92	-	195	200		6500
		4			83	-	175	200/150		6480
800	-	2	20		216	324	573	250	7465-10940	14250
		4			202	303	535	250/200		14150
		2	25		171	257	363	250		13850
		4			158	237	333	250/200		13710
1000		2	20		363	544	962	300	7600-11340	23000
		4			345	518	916	300/200		22850
		2	25		282	423	598	300		23050
		4			267	398	562	300/200		22800
1200		2	20		510	761	1347	300	7755-11475	35500
		4			490	730	1293			35400
		2	25		418	607	886			33500
		4			400	575	840			33400
1400		2	20		718	1077	1906	350	8050-	34460

Діаметр кожуху $D_{зв}$, мм		Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, $d_{зв}$, мм	Площа теплообмінної поверхні, m^2 при довжині теплообмінних труб, м			Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів D_y , мм	Загальна довжина L , мм	Маса (не більше), кг
$D_{вн}$	$D_{зв}$			3,0	6,0	9,0				
		4	25		693	1040	1842	350/250	11760	34450
		2			580	870	1230	350		35550
		4			561	841	1180	350/250		35500

Таблиця Б.3 – Теплообмінні апарати з U-подібними трубками (типу ТУ)



- 1 – розподільча камера;
- 2 - кожух;
- 3 - трубна дошка;
- 4 теплообмінна труба;
- 6 - опора.

Діаметр кожуху $D_{зв}$, мм		Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, $d_{зв}$, мм	Площа теплообмінної поверхні, m^2 при довжині теплообмінних труб, м			Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів D_y , мм	Загальна довжина L , мм	Маса (не більше), кг
$D_{вн}$	$D_{зв}$			3,0	6,0	9,0				
	325	2	20	13	26		70	100	3805-6880	1250
			25	10	20		44			
400		2	20	23	46		124	100	3940-6940	2500
			25	19	38		82			
500		2	20	43	85		246	150	4070-7100	3700
			25	34	66		132			
600		2	20		120	178	388	200	7225-7290	5250
			25		99		238			
800		2	20		224	331	664	250	7300-10550	12850
			25		178		422			
1000		2	20		383	565	1114	300	7905-	17000

Діаметр кожуху $D_{зв}$, мм		Кількість ходів по трубах	Діаметр теплообмінних труб, $d_{зв}$, мм	Площа теплообмінної поверхні, m^2 при довжині теплообмінних труб, м			Кількість теплообмінних труб	Умовний діаметр штуцерів D_u , мм	Загальна довжина L , мм	Маса (не більше), кг
$D_{вн}$	$D_{зв}$			3,0	6,0	9,0				
			25		311		710		10960	
1200		2	20		564	831	1646	300	8020-11100	22200
			25		471		1082			
1400		2	20		790	1160	2360	350	8350-11865	31000

Таблиця Б.4 – Кількість труб в залежності від їх розташування в трубній решітці кожухотрубчастого теплообмінника.

Відносний діаметр трубної решітки $d_{тр}/t$	Кількість труб n		Відносний діаметр трубної решітки $d_{тр}/t$	Кількість труб n	
	Ромбічне розташування	Концентричне розташування		Ромбічне розташування	Концентричне розташування
2	7	7	22	439	410
4	19	19	24	517	485
6	37	37	26	613	566
8	61	62	28	721	653
10	91	93	30	823	747
12	127	130	32	931	847
14	187	173	34	1045	953
16	241	223	36	1165	1066
18	301	279	38	1306	1185
20	367	341	40	1459	1310

Таблиця Б.5 – Розміри труб, що рекомендуються відповідно до метричного стандарту

Зовнішній діаметр, $d_{зв}$, мм	Товщина стінки $\delta_{ст}$, мм	Внутрішній діаметр $d_{в}$, мм	Зовнішня поверхня, m^2/m
6,0	0,5	5,0	0,019
8,0	1,5	5,0	0,025
10,0	1,5	7,0	0,031
(12,0)	1,5	9,0	0,038
14,0	2,0	10,0	0,044
(16,0)	2,0	12,0	0,050
18,0	2,0	14,0	0,057
20,0	2,0	16,0	0,063
(22,0)	2,5	17,0	0,069
25,0	2,5	20,0	0,079
30,0	2,5	25,0	0,094
38,0	2,5	33,0	0,119
44,5	2,5	39,5	0,139
51,0	2,5	46,0	0,160

Таблиця Б.6 – Мінімальний крок труб у залежності від способу кріплення (метричний стандарт)

Зовнішній діаметр труб $d_{зв}$, мм	Тип II (табл. 1.3)		I та III (табл. 1.3)	
	Крок пучка s , мм	$s/d_{зв}$	Крок пучка s , мм	$s/d_{зв}$
10	13,5	1,35	13,5	1,35
(12)	15,5	1,29	15,5	1,29
14	18	1,28	19	1,36
(16)	20	1,25	21	1,31
18	23	1,28	24	1,33
20	25	1,25	26	1,3
(22)	27	1,23	29	1,32
25	30	1,2	32	1,28
30	36	1,2	38	1,27
38	45	1,18	47	1,24
44,5	53	1,19	55	1,24

Таблиця Б.7 – Деякі рекомендовані діаметри і кроки труб

Діаметр труб d , мм	Крок між трубками s , мм
25	32
38	48
57	70

Таблиця Б.8 – Значення кроку пучків труб і відношення кроку до діаметра труб, що рекомендуються стандартом США на основі дюйма

Зовнішній діаметр труб d_{3B} , мм	Крок пучка s , мм	s/d_{3B}	Зовнішній діаметр труб d_{3B} , мм	Крок пучка s , мм	s/d_{3B}
6,350	7,938	1,250	19,050	12,812	1,250
	9,525	1,500		25,400	1,330
6,525	12,700	1,330		26,988	1,420
	13,494	1,420		28,575	1,500
12,700	15,875	1,250	25,400	31,750	1,250
	16,669	1,310		33,338	1,312
	17,462	1,380		34,925	1,375
15,875	19,844	1,250	31,750	39,688	1,250
	20,638	1,300	38,100	47,625	1,250
	22,225	1,400	50,800	63,500	1,250

Таблиця Б.9 – Розміри та внутрішній діаметр кожуха при фіксованих трубних дошках (метричний стандарт)

Номінальний діаметр кожуха, мм	Зовнішній діаметр кожуха, мм	Товщина стінки кожуха, мм			Внутрішній діаметр кожуха, мм		
		(1)*	(2)**	(3)***	(1)*	(2)**	(3)***
150	168	4,5		4	159		160
200	219	5,9		4	207,2		211
250	273	6,3		4	260,4		265
300	324	7,1		4	309,8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8,8	6	4	388,4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1000	1000		10	6		980	988
1100	1100		12	7		1076	1086
1200	1200		12	7		1176	1186

* Зварені труби, вуглецева сталь.

** Вальцьовані кожухи, вуглецева сталь.

*** Нержавіюча сталь.

Таблиця Б.10 – Розміри та внутрішній діаметр кожуха при трубних дошках, що плавають, (метричний стандарт)

Номінальний діаметр кожуха, мм	Зовнішній діаметр кожуха, мм	Товщина стінки кожуха, мм			Внутрішній діаметр кожуха, мм		
		(1)*	(2)**	(3)***	(1)*	(2)**	(3)***
150	168	4		3,2	160		161,6
200	219	4,5		3,2	210		212,6
250	273	5		3,2	263		266,6
300	324	5,6	6	3,2	312,8	312	317,6
400	406	6,3	6	4	393,4	394	398-
500	508	6,3	6	4	495,4	496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	6		684	688
800	800		8	6		784	788
900	900		8	6		884	888
1000	1000		8	6		984	988
1100	1100		10	8		1080	1084
1200	1200		10	8		1180	1184

Таблиця Б.11 – Параметри оребрення (в мм)

Діаметр труб		Товщина стінок	Висота ребер	Крок ребер
зовнішній	внутрішній			
22	18	2	5	4
22	18	2	8	8
22	18	2	9	4
22	18	2	10	4
22	16	3	8	9
22	16	3	9	4
22	16	3	9	5
28	22	3	9	5
28	22	3	11	5
32	26	3	14	5
32	26	3	14	6
32	24	4	13	5
32	24	4	14	6
38	32	3	11	4,5
38	32	3	14	5
38	32	3	14	7

Примітка. Товщина ребер – 1 мм.

Таблиця Б.12 – Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 1.

Поверхня теплообміну, м ²	10	32	63
Внутрішній діаметр трубок, мм	3	5	
Матеріал трубок	фторопласт 4Д		
Тиск середовища в трубках, МПа при температурі до 100°С	не більше 0,3		
Габарити, мм: діаметр, D	900; 1190;1390		
висота, h	155 — 615		
висота, Н	320 — 880		
Маса, кг	43 — 127,5		

Таблиця Б.13 – Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 2

Поверхня теплообміну, м ²	1	2,5	4	6,3	10	16	25
Внутрішній діаметр трубок, мм	3			5			
Матеріал трубок	фторопласт 4Д						
Тиск середовища в трубках, МПа при температурі до 20°С	не більше 0,6						
Габарити, мм: висота Н довжина l	115 — 1320 2200 — 10420						
Маса, кг	5,3 — 29,1						

Таблиця Б.14 – Апарати теплообмінні фторопластові заглибні, тип П, виконання 3.

Поверхня теплообміну, м ²	2,5	4	6,3	10	16
Внутрішній діаметр трубок, мм	3		5		
Матеріал трубок	фторопласт 4Д				
Тиск середовища в трубках, МПа при температурі до 20°C	не більше 0,6				
Габарити, мм : довжина	650 — 1750				
висота	1010 — 1670				
ширина	50 — 90				
Маса, кг	8,5 — 15				

Таблиця Б.15 – Апарати теплообмінні фторопластові заглибні Тип П6,3-4Н-01, виконання 4

Поверхня теплообміну, м ²	6,3
Внутрішній діаметр трубок, мм	3
Матеріал трубок	фторопласт 4Д
Тиск середовища в трубках, МПа при температурі до 20°С	не більше 0,6
Габарити, мм	1045x610x135
Маса, кг	10,6

Додаток В

Геометричні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів

Таблиця В.1 – Основні параметри і область застосування пластинчастих теплообмінників

Площа поверхні і теплообміну пластини, м ²	Площа поверхні теплообміну теплообмінників типів і виконань, м ²							Тиск робочий, МПа	Температура робочого середовища, °С	Область застосування
	Р			РС			Н			
	1	2	3	1	2	3				
0,2	1 2 5 6,3	10 12,5	16 25	-	-	-	-	1,0	- 20 ... +180	Для нагріву або охолодження високов'язких рідин і конденсації вакуумних парів
0,3	3 5 8 10	12,5 16 20 25	-						-	Теплообмін між рідинами, їх парами і газами
0,5	-	-	-		50 63 80 100	220 280 300 320	0,53		-20 ... +200	Теплообмін між рідинами, їх парами, і в тому числі шкідливими речовинами
0,53	-	-	-	-	40 50 63 80 100 125 140 160	200 250 280 315	-		-20 ... +150	
0,6	10 16 25	31,5 40 50 63 80 100 140 160	200 250 300	-	-	-	-	1,0	-20 ... +180	З кутом гофр 60° для теплообміну між газами і конденсації вакуумних парів. З кутом гофр 120° для роботи з рідким, пароподібним і парогазовим

Площа поверхні і теплооб- міну пластин и, м ²	Площа поверхні теплообміну теплообмінників типів і виконань, м ²							Тиск робочий, МПа	Температура робочого середовища, °С	Область застосування
	Р			РС			Н			
	1	2	3	1	2	3				
										середовищами
1,0	-	-	-	-	-	-	400	4,0	–70 ... +150	Для рекуперації тепла регенерованого МЕА–розчину в агрегатах синтезу амміака
1,3	-	200 300 400	500 600 800	-	-	-		1,0	–20 ... +200	Для охолодження робочих середовищ в глиноземному виробництві кольорових металів, а також для процесів теплообміну між різними середовищами

Примітка. 1. Пластина з площею поверхні теплообміну 0,6 м² виготовляється з сталей з кутом гофр 60° і 120°; з титана з кутом гофр 60°.

2. Теплообмінники, виготовлені з титана, використовуються при робочому тиску середовища до 0,6 МПа.

3. Різниця тисків між порожнинами 0,6 МПа для теплообмінників типу Р, РС, виконань 1, 2 і 3.

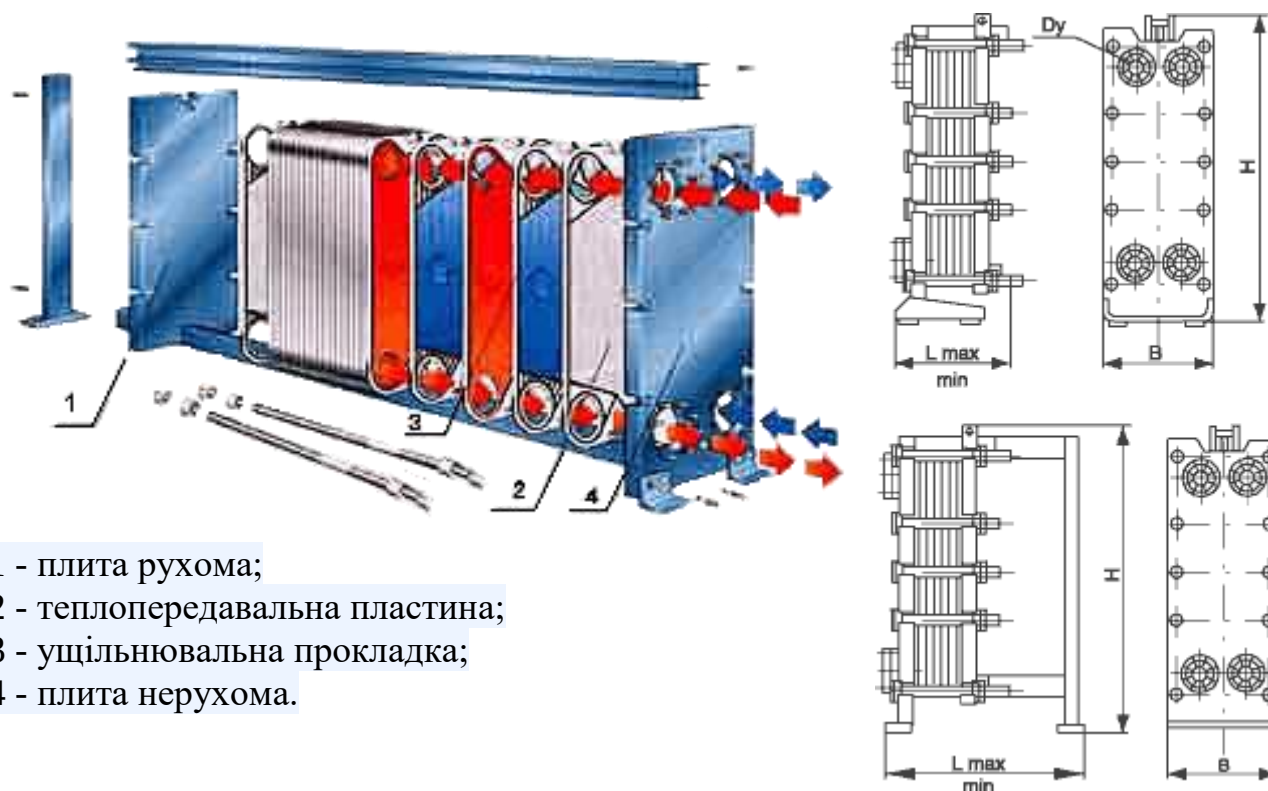
4. Напрямок руху робочих середовищ для теплообмінників Р на базі пластини 0,2 м² — діагональне, решта — одностороннє.

Таблиця В.2 – Характеристики пластин, які застосовуються в пластинчатих теплообмінних апаратах

Тип пластин	Площа поверхні теплообміну F , m^2	Еквівалентний діаметр d_e , 10^2 м	Площа поперечного перерізу одного каналу, 10^2 м	Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	Крок гофр S , м	Висота гофр h , м	Кут нахилу гофр до поздовжньої вісі β , град	Ширина каналу, м	Середній зазор в каналі для проходу середовища, м	Довжина пластини, м	Ширина пластини, м	Товщина пластини δ , мм	Маса одної пластини, кг	Діаметр приєднання штуцера, мм
Пластини вітчизняного виробництва														
Розбірні Р	0,2	0,880	0,178	0,518	0,036	0,0045	120	0,400	0,0045	0,960	0,460	1	2,5	75/150
	0,3	0,800	0,110	1,12	0,018	0,0040	60	0,250	0,0040	1,370	0,500	1	3,2	65
	0,5Е	0,800	0,180	1,15	0,012	0,0040	60	0,450	0,0040	1,370	0,500	1	5,4	150
	0,5Т	0,585	0,134	1,09	0,018	0,0040	30	0,450	0,0040	1,370	0,500	1	3,12	150
	0,6Т	0,600	0,167	1,0	0,018	0,0030	30	0,550	0,0030	1,375	0,600	1	3,2	200
	0,6	0,830	0,245	1,01	0,018	0,0045	60	0,545	0,0045	1,375	0,600	1	5,8	200
	0,63	0,740	0,262	0,893	0,018	0,0045	30	0,600	0,0045	1,375	0,660	1	6,5	200
	1,3	0,960	0,425	1,43	0,018	0,0045	60	0,846	0,0045	1,915	0,920	1	12,0	250
Наіврозбірні РП	0,1П	0,880	0,064	0,8	0,018	0,0045	60	0,142	0,0045	0,900	0,160	1	0,55	50/80
	0,3П	1,560	0,346	0,7	0,036	0,0080	60	—	0,0080	0,626	—	1	2,5	65/300
	0,5П	0,960	0,300	0,836	0,018	0,0050	60	0,585	0,0050	1,380	0,640	1	5,5	200
	0,7П	0,960	0,220	1,46	0,018	0,0040	60	0,444	0,0040	1,470	0,470	1	3,07	80
Нерозбірні Н	0,75	0,780	0,177	1,47	0,018	0,0040	60	0,444	0,004	1,470	0,470	1	5,5	300
	0,8	0,900	0,310	1,16	0,018	0,0050	30	0,610	0,005	1,370	0,640	2	12,8	200
	1,0	0,763	0,376	1,0	0,018	0,0040	45	0,940	0,004	0,964	0,964	1	7,3	350

Тип пластин	Площа поверхні теплообміну F , m^2	Еквівалентний діаметр d_e , 10^2 м	Площа поперечного перерізу одного каналу, 10^2 м	Приведена довжина каналу $L_{пр}$ м	Крок гофр S , м	Висота гофр h , м	Кут нахилу гофр до поздовжньої вісі β , град	Ширина каналу, м	Середній зазор в каналі для проходження середовища, м	Довжина пластини, м	Ширина пластини, м	Товщина пластини δ , мм	Маса одної пластини, кг	Діаметр приєднання штуцера, мм
Пластини імпортового виробництва (APV)														
Стрічково-поточні														
P-5 (II-1)	0,15	0,5	0,040	0,70	0,0230	0,007	60	0,200	0,0020	0,800	0,225	1,2	1,4	50
P-11(II-2)	0,21	0,6	0,075	0,80	0,0225	0,007	60	0,250	0,0030	1,020	0,315	1,25	3,2	50
P-12	0,40	0,8	0,150	1,00	0,0225	0,007	30	0,375	0,0040	1,170	0,420	1,3	5,6	76
P-13	0,20	0,8	0,080	0,80	0,0230	0,007	30	0,228	0,0035	0,890	0,280	1,25	3,0	50
P-14 (II-3)	0,42	0,8	0,150	1,10	0,0225	0,007	60	0,375	0,0040	1,170	0,416	1,4	5,7	76
P-15 (III-0,5)	0,52	0,9	0,20	1,18	0,0300	0,007	60	0,465	0,0043	1,370	0,500	1,25	6,55	100
P-16	0,60	0,9	0,320	0,81	0,0300	0,007	30	0,711	0,0045	1,240	0,750	1,25	8,6	200
P-17	1,20	0,9	0,320	1,69	0,0300	0,007	30	0,711	0,0045	1,980	0,750	1,25	15	200
Сітчасто-поточні														
ПР-0,2	0,2	0,75	0,160	0,44	0,0208	0,004	60/80	0,421	0,004	0,650	0,650	1,2	3,6	100
ПР-0,3	0,3	0,80	0,110	1,12	0,0208	0,004	60	0,275	0,004	1,37	0,300	1	3,2	50
ПР-0,5E	0,5	0,80	0,180	1,15	0,0180	0,004	60	0,450	0,004	1,38	0,500	1	5,4	150
ПР-0,5M	0,5	0,96	0,200	1,00	0,0208	0,005	60	0,480	0,005	1,38	0,550	1	5,6	150
ПР-1,3	1,3	0,96	0,430	1,47	0,0208	0,005	30/60	0,86	0,005	1,91	0,920	1	12,3	200
ПР-0,8	0,8	0,90	0,300	1,26	0,0360	0,005	30	0,600	0,005	1,37	0,640	1	6,4	200

Таблиця В.3 – Розбірні пластинчасті теплообмінні апарати "ПавлоградХімМаш"



Тип апарату	Поверхня теплообміну апарату F, м ² min-max	Робочий тиск P, МПа	Умовний прохід Ду, мм	L, мм, не більше	H, мм	B, мм	Маса апарата, кг. не більше
P 0,07 -F- 1,0-1	0,5-5	1,0	40	655	1125	245	140
P 0,2 1-F- 1,0-1	3-12,5	1,0	50	560	1260	400	356
P 0,2 1-F- 1,0-2	16-25	1,0	50	1265	1180	410	492
P0.3-F-1.0-1	3-10	1,0	65	550	1534	400	413
P 0,3 -F- 1,0-2	12,5-25	1,0	65	1130	1540	410	613
P0,35-F-1,6/1,0-1	5-33,5	1,6/1,0	65	930	1810	510	928
P0.4-F- 1,0-1	8-12,5	1,0	80	380	1645	510	830
P 0,4 F- 1,6-1	8-12,5	1,6	80	380	1645	510	830
P0.4F-1.0-2	16-50	1,0	80	1560	1645	510	910
P 0,4 F- 1,6-2	16-50	1,6	80	1495	1565	510	920
P0,53-F-1,0/1,0-2	40-160	1,0/1,0	150	2575	1805	775	3009
P0,53-F-1,6/1,0-2	40-160	1,6/1,0	150	2575	1805	775	3269
P0.6-F- 1,0-1	10-25	1,0	150	590	1770	730	1082
P0,6-F-1,0-2	31,5-160	1,0	150	2580	1770	730	2724

Тип апарату	Поверхня теплообміну апарату $F, \text{ м}^2$ min-max	Робочий тиск $P, \text{ МПа}$	Умовний прохід $D_y, \text{ мм}$	$L, \text{ мм}$, не більше	$H, \text{ мм}$	$B, \text{ мм}$	Маса апарата, кг. не більше
P 0.6T-F-0.6--1	10-25	0,6	150	585	1770	730	890
P 0.6T-F-0.6-2	31,5-160	0,6	150	2325	1770	730	1977
P0,65-F-1,0-V	10-25	1,0	150	505	1880	770	1108
P0.65-F- 1,0-2	31,5-160	1,0	150	2415	1865	775	2560
P 0,65 -F- 1,6-1	10-25	1,6	150	535	1880	770	1320
P 0,65 -F- 1,6-2	31,5-160	1,6	150	2415	1865	775	2804
P1,3-F-1,0-2	200-400	1,0	300	3900	2515	1150	7090

Таблиця В.4 – Значення коефіцієнтів, що входять до формул для розрахунку тепловіддачі та опору пластин типів Р, ПР, Н

Тип пластини	Площа поверхні теплообміну $F, \text{ м}^2$	Турбулентний режим		Ламінарний режим		Конденсація пари
		C	A	C_L	A_L	
Розбірні Р	0,2	0,065	19,6	0,46	425	800
	0,3	0,1	19,3	0,6	425	322
	0,5Е	0,135	22,4	0,63	486	240
	0,5Т	0,09	6,3	0,5	300	412
	0,6Т	0,04	6,3	0,4	300	412
	0,6	0,12	15,0	0,6	320	240
	0,63	0,1	4,0	0,46	210	451
	1,3	0,13	17,0	0,46	400	20
Напіврозбірні ПР	0,1П	0,086	7,6/55,0	0,46	485	264
	0,3П	0,1	12/53,0	0,46	485	393
	0,5П	0,13	15,0	0,6	324	201
	0,7П	0,1	1,7/30	-	-	340
Нерозбірні Н	0,75	0,1	6,0	-	-	340
	0,8	0,07	4,0	0,6	210	450
	1,0	0,07	-	-	-	-

Таблиця В.5 – Значення коефіцієнтів, що входять до формул для розрахунку тепловіддачі та опору пластин стрічково-поточних і сітчасто-поточних теплообмінників

Тип пластини	Площа поверхні теплообміну F , м ²	Формули для турбулентного потоку		
		C	m	A
Стрічково-поточні				
P-5 (II-1)	0,15	0,1	0,7	11,2
P-11 (II-2)	0,21			
P-14 (II-3)	0,42			
P-15 (III-0,5)	0,52	0,165	0,65	4
Сітчасто-поточні				
ПР-0,2	0,2	0,1	0,75	5,8
ПР-0,3	0,3			
ПР-1,3	1,3			
ПР-0,5Е	0,5	0,1	0,73	22,4
ПР-0,5М	0,5	0,1	0,73	15

Примітка. Для стрічково-поточних теплообмінників Р-12, Р-13, Р-16, Р-1 використовують окремі залежності.

Таблиця В.6 – Типи і основні параметри спіральних теплообмінників

Конструктивний тип теплообмінника	Тип 1, апарат з тупиковими каналами і кришками	Тип 2, апарат з крізними каналами і кришками			Тип 3, апарат з глухими каналами без кришок
Виконання	1...3	1	2	3	4
Поверхня теплообміну, м ²	10...100	20	50	20	50
Робоче середовище	Рідке і пароподібне	В'язке, газоподібне, пароподібне	Нітрозна, сірчана кислота	Стічні води	Нітрозна, сірчана кислота
Розрахунковий тиск, Па	До 1,0	До 0,6	До 0,6	До 0,8	До 0,6
Розрахункова температура, °С	–20...+200	–20...+20	0...+80	–20 ... +200	0...+80
Еквівалентний діаметр, м	0,024	0,016	0,032	0,05/ 0,024	0,032
Ширина каналу, мм	12	8	16	25/12	16

Додаток Г

Теплофізичні властивості теплоносіїв

Таблиця Г.1 – Фізичні властивості водяної пари на лінії насичення

t, °C	P, бар	ρ , кг/м ³	i'' , кДж/кг	r, кДж/кг	C_p , кДж/ (кг·°C)	λ , Вт/ (м·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	0,02372	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	0,0489	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2203,8	2,206	0,02593	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	0,02686	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	0,02791	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,3	2,395	0,02884	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	0,03012	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	0,03128	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	0,03268	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,397	2786,4	1978,8	2,856	0,03419	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	0,03547	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	0,03722	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	0,03896	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1713,0	3,624	0,04094	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	0,04291	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	0,04512	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	0,04803	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	0,05106	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	0,05489	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	0,05827	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	0,06268	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	0,06838	21,98	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	0,07153	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	0,08257	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	0,09304	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	0,1070	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	0,1279	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	0,1710	33,75	0,166	11,1

Примітка. 1 бар = 105 Па.

Таблиця Г.2 – Фізичні властивості води на лінії насичення

t, °C	P, бар	ρ , кг/м ³	i' , кДж/кг	C_p , кДж/ (кг·°C)	λ , Вт/ (м·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	0,0061	999,9	0,00	4,212	0,551	1788	1,789	13,67
10	0,0123	999,7	42,04	4,191	0,574	1306	1,306	9,52
20	0,0234	998,2	83,91	4,183	0,599	1004	1,006	7,02
30	0,0423	995,7	125,7	4,174	0,618	801,5	0,805	5,42
40	0,0737	992,2	167,5	4,174	0,635	653,3	0,659	4,31
50	0,124	988,1	209,3	4,174	0,648	549,4	0,556	3,54
60	0,199	983,2	251,1	4,179	0,659	469,4	0,478	2,98
70	0,312	977,8	293,0	4,187	0,668	406,1	0,415	2,55
80	0,476	971,8	335,0	4,195	0,674	355,1	0,365	2,21
90	0,702	965,3	377,0	4,208	0,680	314,9	0,326	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,683	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	259,0	0,272	1,6
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	237,4	0,252	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	217,8	0,233	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,683	173,6	0,191	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,679	162,8	0,181	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,674	153,0	0,173	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,670	144,2	0,165	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,663	136,4	0,158	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,655	130,5	0,153	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,645	124,6	0,149	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,637	119,7	0,145	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	0,628	114,8	0,141	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	0,618	109,9	0,137	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	0,605	105,9	0,135	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	0,590	102,0	0,133	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	0,574	98,1	0,131	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	0,558	94,2	0,129	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	0,540	91,2	0,128	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	0,523	88,3	0,128	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	0,506	85,3	0,128	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	0,484	81,4	0,127	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	0,457	77,5	0,127	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	0,430	72,6	0,126	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	0,395	66,7	0,126	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	0,337	56,9	0,126	6,79

Таблиця Г.3 – Фізичні властивості масла МК

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг К)	λ , Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^3$, Па с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	7,450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	693	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	113,5

Таблиця Г.4 – – Теплофізичні властивості 20% водного розчину хлористого натрію

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг К)	λ , Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^3$, Па с	Pr
0	1149	3,537	0,532	2,67	17,75
10	1148	3,526	0,556	1,99	12,62
20	1148	3,514	0,578	1,56	9,55
30	1146	3,510	0,593	1,24	7,34
40	1143	3,507	0,609	1,03	5,93
50	1140	3,508	0,619	0,87	4,93
60	1136	3,510	0,629	0,74	4,13
70	1132	3,516	0,635	0,64	3,54
80	1127	3,523	0,641	0,57	3,13

Таблиця Г.5 – Густина рідких речовин і водяних розчинів в залежності від температури

Речовина	Температура °С							
	–20	0	20	40	60	80	100	120
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	-	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловий спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	-	1000	998	992	983	972	958	943
Гліцерин, 50 %	-	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Діетиловий спирт	758	736	714	689	666	640	611	576
Ізопропіловий спирт	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальцій хлористий, 25 % розчин	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
М-ксилол	-	882	865	847	831	796	796	777
Метиловий спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	-
Метиловий спирт, 40 %	-	946	935	924	913	902	891	880
Метиловий спирт, 20 %	-	1157	1148	1189	1130	1120	1110	1100
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Сірчана кислота	-	1857	1837	1817	1789	1779	1761	1742
Сірковуглець	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляна кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Оцтова кислота	-	1072	1048	1027	1004	981	958	922
4-х хлористий вуглець	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Етиловий спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
Етиловий спирт, 80 %	-	857	843	828	813	797	783	768
Етиловий спирт, 60 %	-	904	891	878	864	849	835	820
Етиловий спирт, 40 %	-	947	935	923	910	897	885	872
Етиловий спирт, 20 %	-	977	969	957	946	934	922	910

Таблиця Г.6 – Фізичні властивості повітря при атмосферному тиску

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,06	9,23	0,728
-20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,48	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,77	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,87	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,674

Додаток Д

Конструкційні матеріали для виготовлення теплообмінників

Таблиця Д.1 – Матеріали, що використовуються при виготовленні трубних пучків ТА

Матеріал	ГОСТ	Матеріал	ГОСТ
Труби теплообмінників загального призначення		Труби холодильних теплообмінників, охолоджувачів надувного повітря ДВЗ, охолоджувачів мастил, підігрівачів та охолоджувачів води	
Сталь: 15ХМ, 10, 20, X18H10T, 12X18H10T, 10X17M13M2T, 08X22H6T, Латунь: ЛАМш77-2-0,05	8733-87 9941-81 21646-76	Відпалена латунь: ЛО 70-1, ЛОМш70-1-0,05, Л68, ЛА77-2, ЛАМш70-1-0,05 Мідь: МЗ	21646–76 617-72
Оребрені сорочки та ребра біметалевих труб		Мідно-нікелевий сплав: МНЖ5-1, МНЖц30-1-1	17217–79, 10092–75
Алюміній: АД1 Алюмінієвий сплав: АМцМ, АМг1	18475-82 18475-82	Сталь: ОХ18Н10Т Сплав титану: ВТ1-0	24030–80 22897–86

Таблиця Д.2 – Теплопровідність деяких матеріалів

Матеріал	λ , Вт/(м К)
Технічна мідь	310
Технічний алюміній	180
Адміралтейська бронза	120
Мідно-нікелевий сплав:	
Cu (90) – Ni (10)	65
Cu (70) – Ni (30)	40
Вуглецева сталь	38
Низьколегована сталь	30
Високолегована сталь, титан	18

Таблиця Д.3 – Основні властивості олов'яних деформуємих бронз та спеціальних деформуємих латуней

Марка та стан матеріалу	Густина в т/м ³	$\sigma_{\text{в}}$ у 10^8 Н/м^2	$\sigma_{\text{т}}$ у 10^8 Н/м^2	λ у Вт/(м град)
Бронзи				
Бр. ОФ 6,5-0,4	8,65-8,8	35-45 (50 – 80)	20-25(59-65)	62,8-83,7
Бр. ОФ 4-0,25	8,65-8,9	34(60)	(54)	83,7
Бр. ОЦ 4-3	8,8	35 (55)	6,5 (лита)	83,7
Бр. ОЦС 4-4-2,5	8,7-8,86	30-35(55-65)	13 (28)	83,7
Латуні				
ЛА 85-05	8	30	7,3	108,9
ЛА 77-2	6	40 (65)	14	113
ЛА 67-2,5	8,5	35		113
ЛАЖ 60-1-1	8,2	45 (75)	20	
ЛАН 59-3-2	8,4	38 (65)	30	83,7
ЛК 80-3	8,2	30 (60)	20	41,9
ЛН 65-5	8,6	40(70)	17 (60)	58,6
ЛН 56-3	8,3	44	16	42,7
ЛЖМЦ 59-1-1	5,5	45	17	100,9
ЛМЦА 57-3-1	8,4	55 (70)	20	100,9
ЛС 74-3	8,	35 (65)	10,4 (52)	121,4
ЛС 64- 2	8,5	35 (60)	10 (50)	117,2
ЛС 63-3	8,5	35 (60)	12 (50)	117,2
ЛС 60-1	8,5	37 (67)	13 (56)	104,7
ЛС 59-1	8,5	40 (65)	14 (45)	108,9
ЛО 90-1	8,75	28 (52)	8,5 (45)	125,6
ЛО 70-1	8,6	35 (70)	10 (60)	91,3
ЛО 62-1	8,5	40 (70)	15 (60)	108,9
ЛО 60-1	8,5	38(56)	15 (42)	100,5

Примітка. Без дужок — матеріал в м'якому стані, а в дужках — у твердому стані.

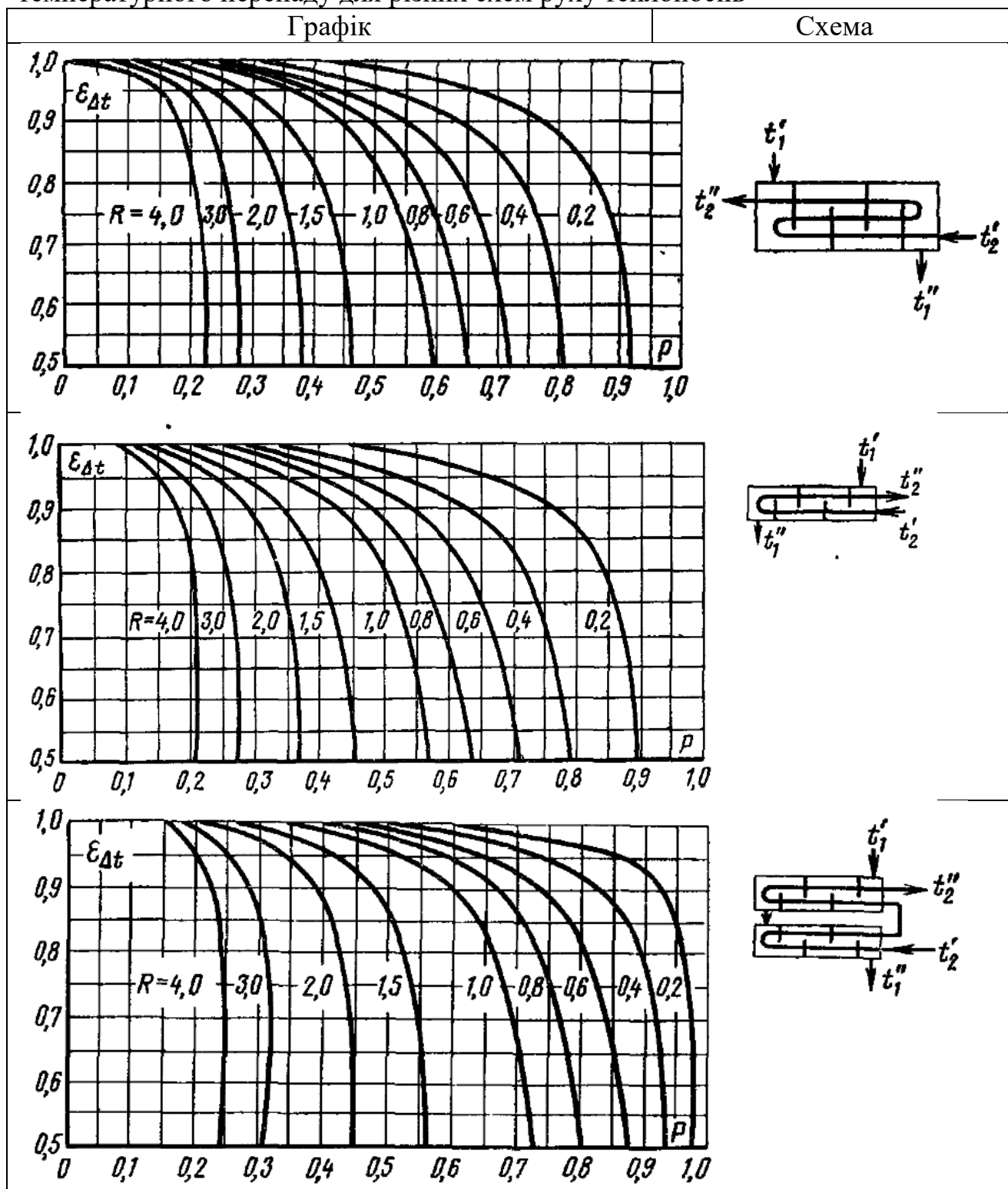
Примітка. Властивості бронз ОФ 7-0,2 близькі до ОФ 6,5-0,15 , а Бр.ОЦС 4-4-4 до Бр. 4-4-2.5.

Таблиця Д.4 – Види сталей для виготовлення тепломасообмінних апаратів
(допустимі напруги сталей, коефіцієнти теплопровідності)

Розрахункова температура, °С	Вст.3	20,20К	09Г2С,16ГС, 17ГС, 17Г1С,	10Г2	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У	08Х22Н6Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х16Н15М3	06ХН28БДЕ
	Допускаєма напруга σ_d , МПа													
20	140	147	183	180	147	147	153	146	240	240	180	160	153	147
100	134	142	160	160	146	146	154	141	235	207	173	133	140	138
150	131	139	154	154	146	146	153	138	230	200	171	125	130	130
200	126	136	148	148	145	145	152	134	225	193	171	120	120	124
250	120	132	145	145	145	145	152	127	220	173	167	115	113	117
300	108	119	134	134	141	141	147	120	210	167	149	112	103	110
350	98	106	123	123	137	137	142	114	200	-	143	108	101	107
375	93	98	116	108	135	135	140	110	180		141	107	90	105
400	85	92	105	92	132	132	137	105	170	-	140	107	87	103
410	81	86	104	86	130	130	136	103	160	-	-	107	83	-
420	75	80	92	80	129	129	135	101	155	-	-	107	82	-
430	70	75	86	75	127	127	134	99	140	-	-	107	81	-
440	-	67	78	67	126	126	132	96	135	-	-	107	81	-
450	-	61	71	61	124	124	131	94	130	-	-	107	80	-
460	-	55	64	55	122	122	127	91	126	-	-	-	-	-
470	-	49	56	49	117	117	122	89	122	-	-	-	-	-
480	-	44	53	44	114	114	117	86	118	-	--	-	-	-
490	-	-	-	-	105	105	107	83	114	-	-	-	-	-
500	-	-	-	-	96	96	99	79	108	-	-	-	-	-
520	-	-	-	-	69	69	74	66	85	-	-	-	-	-
540	-	-	-	-	50	47	57	54	58	-	-	-	-	-
560	-	-	-	-	33		41	40	45	-	-	-	-	-
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)														
300	54	35	51	36	36	39	36	36	36	15	15	15,1	15	14

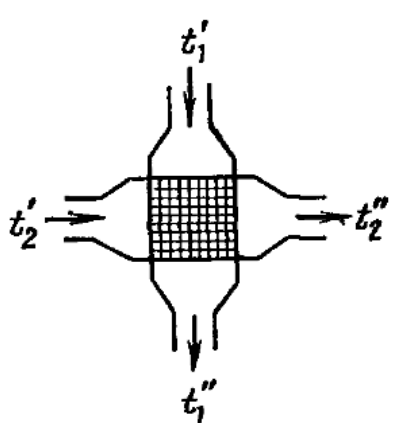
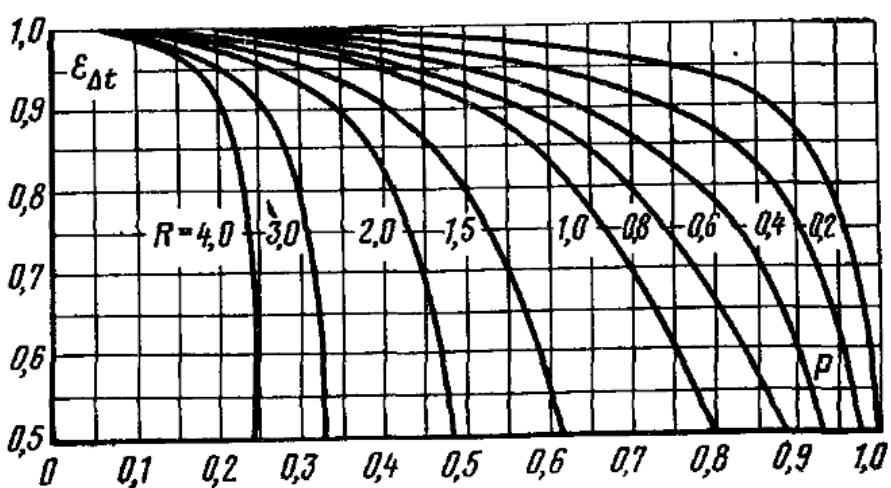
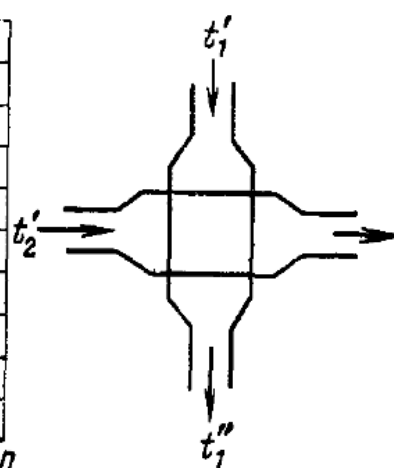
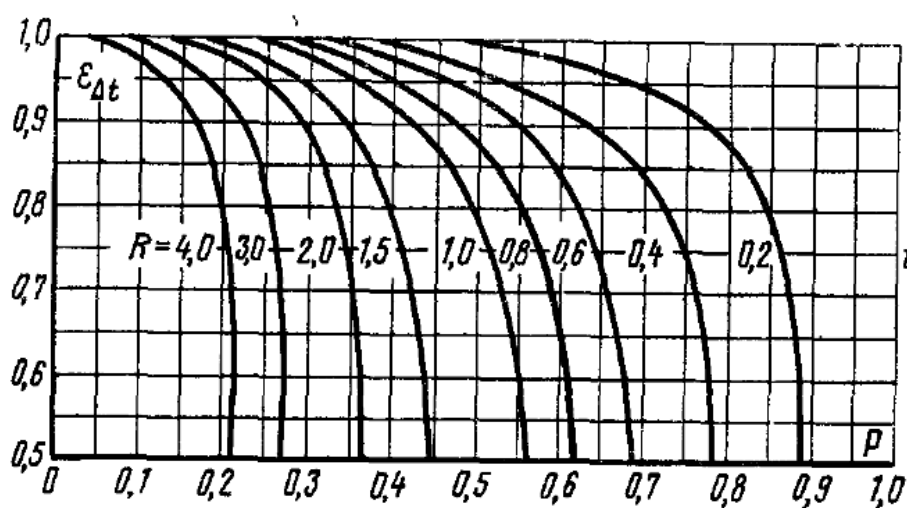
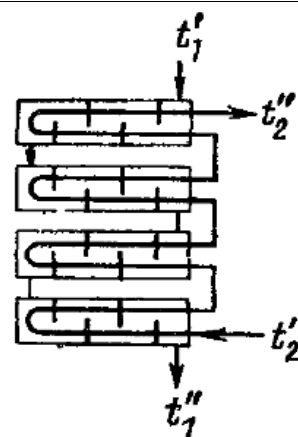
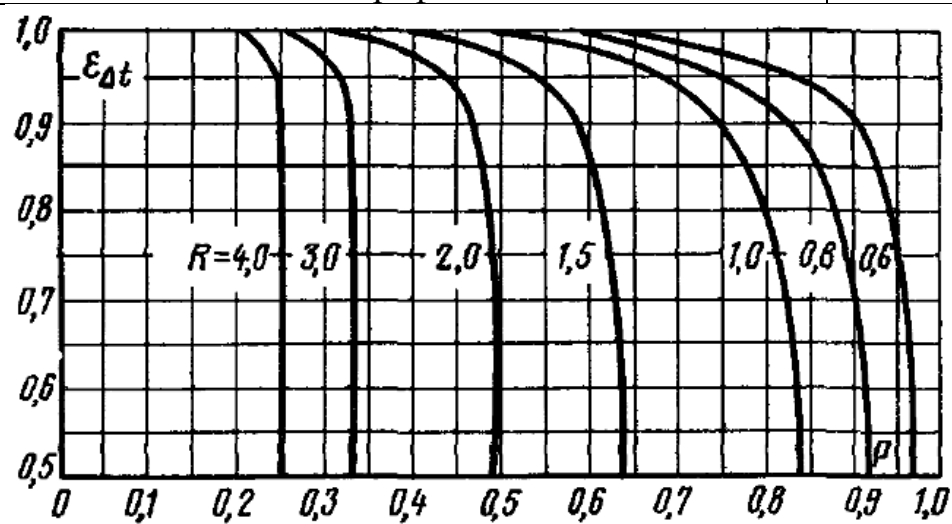
Додаток Е **Залежності для розрахунків теплообмінних апаратів**

Таблиця Е.1 – Графіки для визначення поправки $\epsilon_{\Delta t}$ для розрахунку середнього температурного перепаду для різних схем руху теплоносіїв



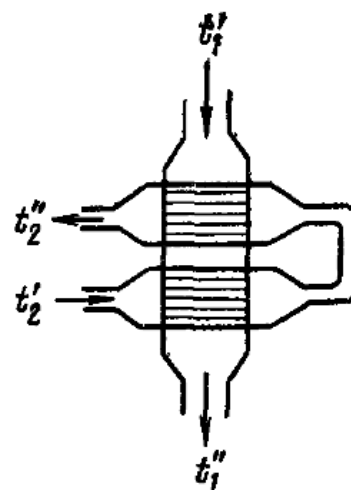
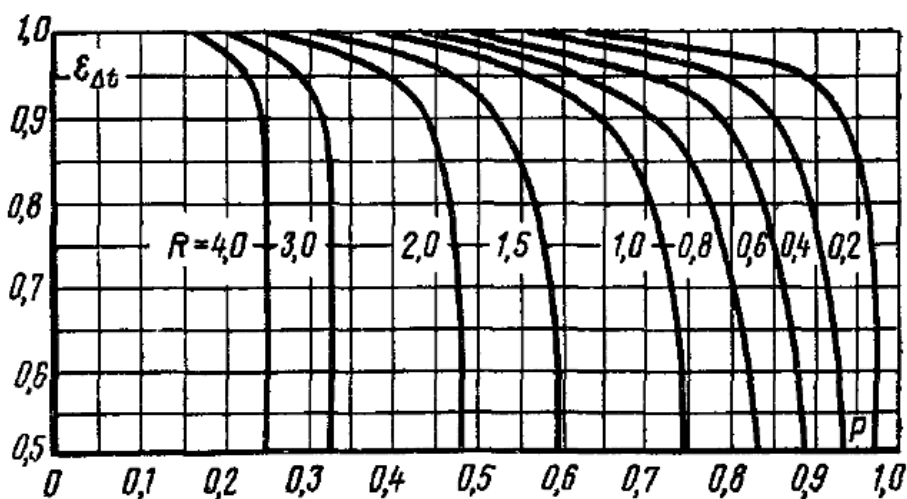
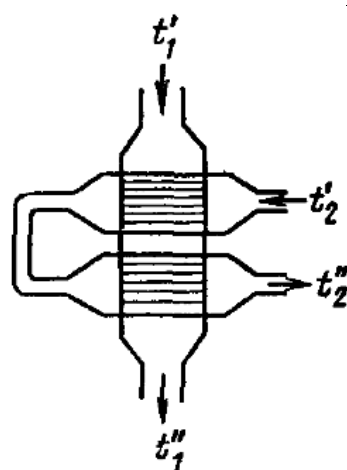
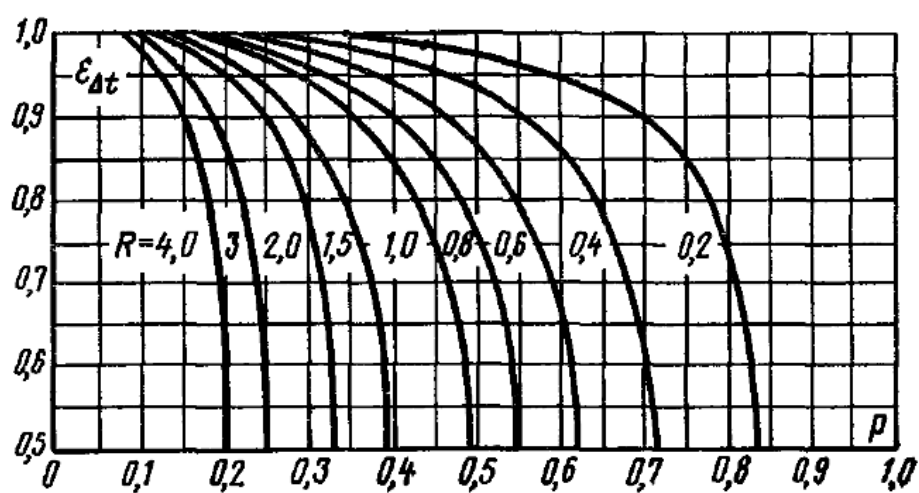
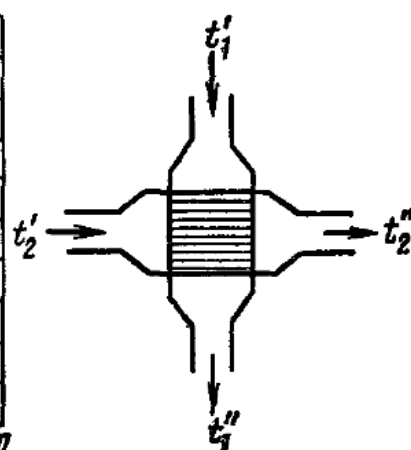
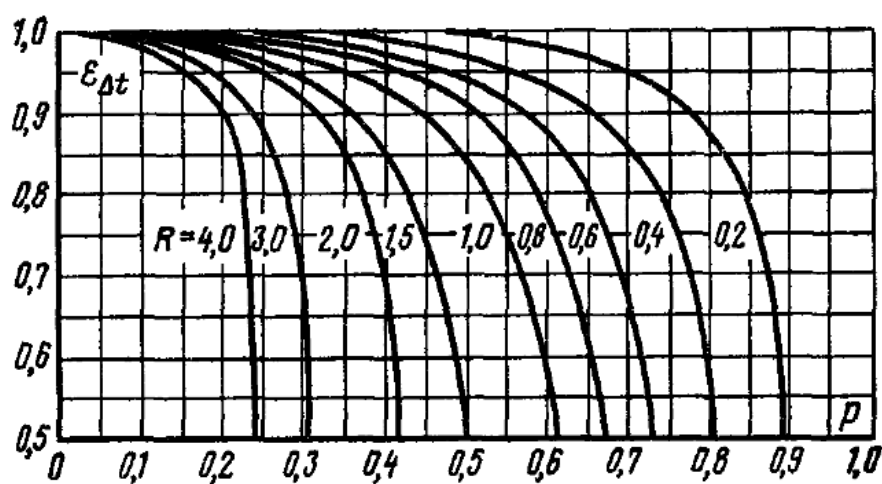
Графік

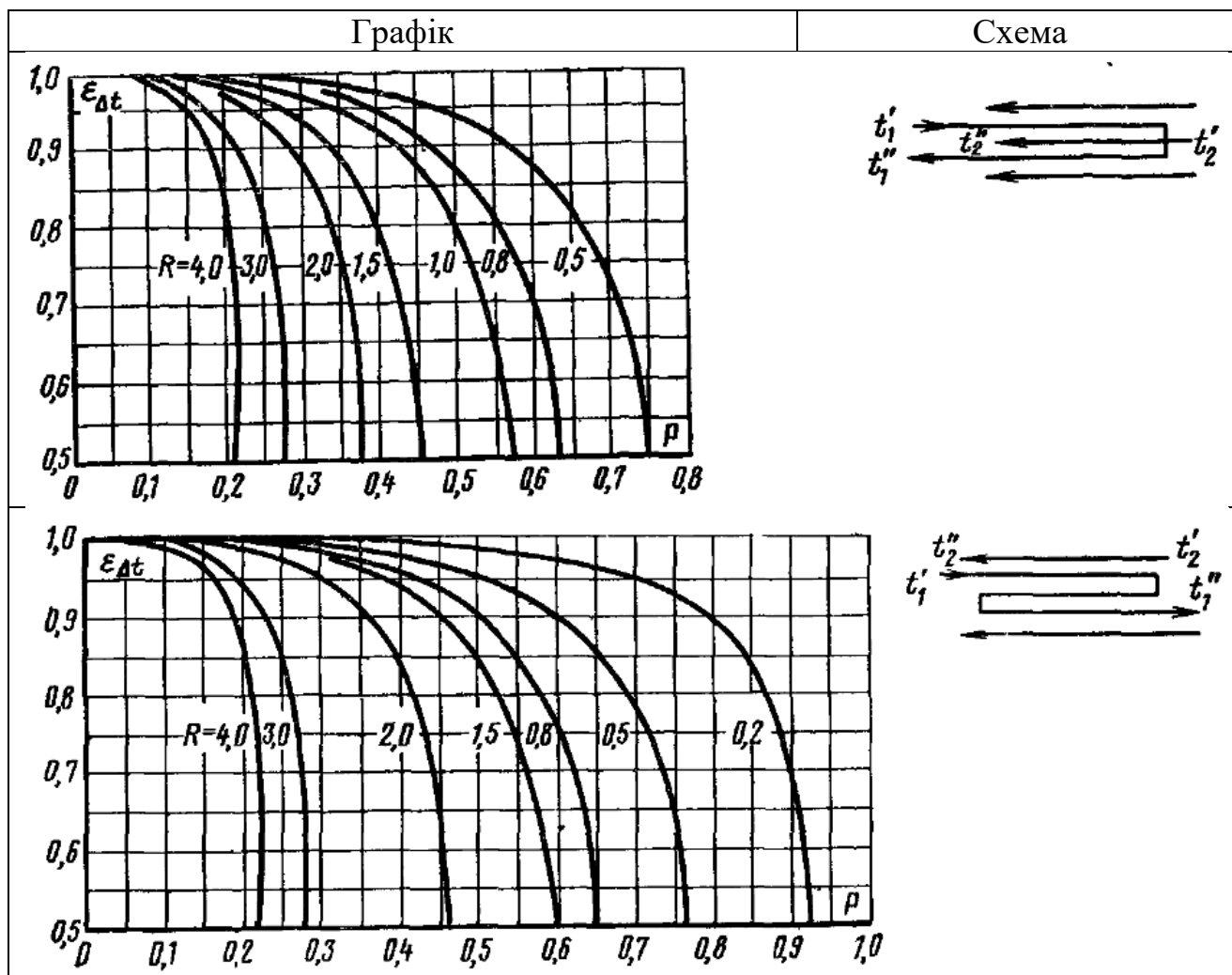
Схема



Графік

Схема





Таблиця Е.2 – Залежність величини p_e від схеми течії та кількості ходів теплоносіїв

Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	p_e	Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	p_e
Багатократна перехресна течія теплоносіїв				Багатократна перехресна течія теплоносіїв			
Включення ходів за прямотечією				Включення ходів за протитечією			
обидва теплоносії ідеально перемішані		Теплоносії рухаються в одну сторону		обидва теплоносії ідеально перемішані		Теплоносії рухаються у протилежні сторони	
$n_x = 2$			0,124	$n_x = 2$			0,876
$n_x = 3$			0,055	$n_x = 3$			0,946
$n_x = 4$			0,032	$n_x = 4$			0,970
$n_x = 5$			0,020	$n_x = 5$			0,981
$n_x = 6$			0,014	$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,010	$n_x = 7$			0,990
гарячий теплоносіє не перемішано				гарячий теплоносіє не перемішано			
$n_x = 2$			0,127	$n_x = 2$			0,881
$n_x = 3$			0,056	$n_x = 3$			0,949
$n_x = 4$			0,032	$n_x = 4$			0,971
$n_x = 5$			0,020	$n_x = 5$			0,982
$n_x = 6$			0,014	$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,010	$n_x = 7$			0,991
холодний теплоносіє не перемішано				холодний теплоносіє не перемішано			
$n_x = 2$			0,126	$n_x = 2$			0,882
$n_x = 3$			0,056	$n_x = 3$			0,949
$n_x = 4$			0,032	$n_x = 4$			0,972
$n_x = 5$			0,020	$n_x = 5$			0,982
$n_x = 6$			0,014	$n_x = 6$			0,987
$n_x = 7$			0,010	$n_x = 7$			0,991

Таблиця Е.3 – Орієнтовні величини термічних опорів забруднень для різних теплоносіїв.

Теплоносій	$R, (m^2 \cdot K)/W$
Повітря	0,0002 – 0,0004
Димові гази	0,0005 – 0,0007
Холодоагент, ропа, органічні теплоносії	0,0002 - 0,0004
Вода, нафтові дистиляти	0,0002 – 0,0006
Нафта, мазут	0,0005 – 0,0012
Гудрон, крекінг, залишок	0,002 – 0,010
Водяна пара	0,0001