

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

ДО РОЗДІЛУ

«ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ»

З КУРСУ «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ІІІ–ІV КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Затверджено
на засіданні кафедри процесів
та апаратів хімічної технології
Протокол № 11 від 25.05.2012

Конспект лекцій до розділу «Теплові процеси» з курсу “Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів III–IV курсів усіх спеціальностей / Укл. О.С. Смірнова, С.О. Опарін, А.О. Черемисінова. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2013. – 106 с.

Укладачі: О.С. Смірнова, канд. техн. наук
С.О. Опарін, канд. техн. наук
А.О. Черемисінова, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, д-р техн. наук

Навчальне видання

Конспект лекцій до розділу «Теплові процеси» з курсу “Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів III–IV курсів усіх спеціальностей

Укладачі: СМІРНОВА Олена Степанівна
ОПАРІН Сергій Олександрович
ЧЕРЕМИСІНОВА Анна Олександрівна

Редактор Л.М. Тонкошкур
Коректор В.П. Синицька

Підписано до друку 10.09.13. Формат 60×84 1/16. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Умов. друк. арк. 4,81. Обл.-вид. арк. 4,95. Тираж 50 прим. Зам. № 31.
Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ, 5, просп. Гагаріна, 8

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

ЗМІСТ

Розділ I

ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ХІМІЧНІЙ АПАРАТУРІ.....5

1. Загальні відомості.....	5
2. Температурне поле і температурний градієнт.....	5
3. Передача тепла теплопровідністю.....	7
3.1. Закон Фур'є.....	7
3.2. Диференціальне рівняння теплопровідності.....	8
3.3. Теплопровідність пласкої одношарової стінки.....	11
3.4. Теплопровідність пласкої багатошарової стінки.....	13
3.5. Теплопровідність циліндричної одношарової та багатошарової стінки.....	14
4. Теплове випромінювання.....	15
4.1. Закон Стефана-Больцмана.....	17
4.2. Закон Кірхгофа.....	19
4.3. Взаємне випромінювання двох твердих тіл.....	20
4.4. Випромінювання газів.....	21
5. Передача тепла конвекцією (конвективний теплообмін).....	22
5.1. Теплова подібність.....	24
5.2. Дослідні дані з тепловіддачі.....	28
5.3. Складна тепловіддача.....	38
6. Теплопередача	39
6.1. Теплопередача при постійних температурах теплоносіїв.....	39
6.2. Теплопередача при змінних температурах теплоносіїв.....	44
6.3. Визначення температури стінок.....	49
7. Нестационарний теплообмін.....	50
8. Теплопередача при нестационарному режимі.....	53

Розділ II

НАГРІВАННЯ, ОХОЛОДЖЕННЯ Й КОНДЕНСАЦІЯ.....56

1. Загальні відомості.....	56
2. Нагрівні агенти та способи нагрівання.....	58
2.1 Нагрівання водяною парою.....	58
2.2 Нагрівання глухою парою.....	59
2.3 Нагрівання гострою парою.....	61
2.4 Нагрівання гарячою водою.....	62
2.5. Нагрівання топковими газами.....	63
2.6 Нагрівання високотемпературними теплоносіями.....	64
3. Нагрівання газоподібними високотемпературними теплоносіями в шарі нерухомої або рухомої насадки.....	71
4. Нагрівання електричним струмом.....	73
4.1. Нагрівання електричним опором.....	73

4.2. Індукційне нагрівання.....	74
4.3. Високочастотне нагрівання.....	75
4.4. Нагрівання електричною дугою.....	76
5. Охолоджувальні агенти, способи охолодження й конденсації.....	76
5.1 Охолодження до звичайних температур.....	76
5.2 Охолодження до низьких температур.....	78
6. Конденсація пари.....	78
Розділ III	
КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	80
1. Загальні відомості.....	80
2. Теплообмінники.....	80
2.1. Трубчасті теплообмінники.....	80
2.2. Змієвикові теплообмінники.....	86
2.3. Пластинчасті теплообмінники.....	88
2.4. Оребрені теплообмінники.....	89
2.5. Спиральні теплообмінники.....	90
2.6. Теплообмінне обладнання реакційних апаратів.....	91
2.7. Теплообмінники інших типів.....	93
2.8. Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів.....	94
2.9. Конденсатори змішування.....	95
3. Розрахунки теплообмінних апаратів.....	97
3.1. Загальні відомості.....	97
3.2. Тепловий розрахунок.....	98
3.3. Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв.....	98
3.4. Визначення коефіцієнта теплопередачі і поверхні теплообміну.....	99
3.5. Конструктивний розрахунок.....	100
3.6. Гідравлічний розрахунок теплообмінників.....	102
4. Розрахунок конденсаторів пари.....	102
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	106

РОЗДІЛ І

ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ХІМІЧНІЙ АПАРАТУРІ

1. Загальні відомості

Технологічні процеси, швидкість протікання яких визначається інтенсивністю підведення або відведення тепла, називаються **тепловими**. Перенесення енергії у формі тепла, яке відбувається між тілами, що мають різну температуру, називається **теплообміном**. Рушійною силою будь-якого процесу теплообміну є різниця температур між більш нагрітим і менш нагрітим тілом, за наявності якої тепло, відповідно до другого закону термодинаміки, переходить від більш нагрітого до менш нагрітого тіла.

Теплообмін між тілами є обміном енергією між молекулами, атомами і вільними електронами, в результаті теплообміну інтенсивність руху частинок більш нагрітого тіла знижується, а менш нагрітого – зростає.

Тіла, що беруть участь у теплообміні, називаються **теплоносіями**.

Теплопередача – наука про процеси розповсюдження тепла. Закони теплопередачі лежать в основі теплових процесів – нагрівання, охолодження, конденсації пари, випаровування – і мають велике значення для проведення багатьох масообмінних (процеси перегонки, сушки та ін.), а також реакційних процесів хімічної технології, що протікають з підведенням або відведенням тепла.

Розрізняють три принципово різних елементарних способи розповсюдження тепла: **теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання**.

В процесі теплопередачі перенесенню тепла конвекцію супроводять теплопровідність та випромінювання. Проте для конкретних умов переважаючим є один із видів розповсюдження тепла.

Апарати, які призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого називаються **теплообмінниками**.

В апаратах, що діють безперервно, процеси теплообміну, що протікають, є **сталими** (стаціонарними). В апаратах, що періодично діють, здійснюються **несталі**, або нестаціонарні, процеси теплообміну. У першому випадку температура теплоносіїв змінюється тільки по поверхні теплообміну, а з часом – ні, у другому випадку – і по поверхні із часом.

2. Температурне поле і температурний градієнт

До основних завдань теорії теплообміну належить встановлення залежності між тепловим потоком і розподілом температур в середовищах. Як відомо, сукупність миттєвих значень будь-якої величини в усіх точках даного середовища (тіла) називається **полем** цієї величини. Відповідно сукупність значень температур в даний момент часу для всіх точок даного середовища називається **температурним полем**.

В загальному випадку температура в даній точці t залежить від координат точки (x, y, z) і змінюється в часі, тобто температурне поле виражається функцією вигляду:

$$t = (x, y, z, \tau). \quad (1.1)$$

Ця залежність є рівнянням **несталого (нестационарного) температурного поля**.

В окремому випадку температура є функцією тільки просторових координат (стале стаціонарне температурне поле):

$$t = f(x, y, z). \quad (1.2)$$

На відміну від температури, тепловий потік (q) пов'язаний з напрямом перенесення тепла, є векторною величиною. Якщо розітнути тіло площиною і з'єднати точки, що лежать в цій площині з однаковими температурами, то отримаємо лінії постійних температур (ізотерми). У просторі геометричне місце точок з однаковими температурами є **ізотермічною поверхнею**.

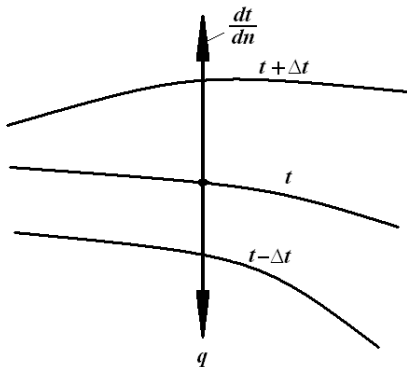


Рис. 1.1 До визначення температурного градієнта виразу закону Фур'є

Такі поверхні ніколи не перетинаються між собою, оскільки в точці їх перетину температура в даний момент часу не може мати двох різних значень. Нехай різниця температур між двома послідовними ізотермічними поверхнями складає Δt (рис. 1.1).

Найкоротшою відстанню між цими поверхнями є відстань по нормалі Δn . При зближенні вказаних поверхонь відношення $\Delta t / \Delta n$ прагне до межі.

$$\lim_{n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{\partial t}{\partial n} = \text{grad } t. \quad (1.2, a)$$

Похідна температури по нормалі до ізотермічної поверхні називається **температурним градієнтом**. Цей градієнт є вектором, напрям якого відповідає підвищенню температури. Величина температурного градієнта характеризує найбільшу швидкість зміни температури в даній точці температурного поля.

Потік тепла може виникнути тільки за умови, якщо температурний градієнт не рівний нулю ($\text{grad } t \neq 0$). Переміщення тепла завжди відбувається по лінії температурного градієнта, у напрямку, що протилежний цьому градієнту.

3. Передача тепла теплопровідністю

3.1. Закон Фур'є

Теплопровідність – перенесення тепла в наслідок хаотичного (теплого) руху мікрочасток, які безпосередньо торкаються один одного. Цей рух може бути або рухом самих молекул (гази, краплинні рідини), або коливанням атомів (у кристалічній решітці твердих тіл), або дифузією вільних електронів (у металах). У твердих тілах теплопровідність є зазвичай основним видом розповсюдження тепла.

Основним законом передачі тепла теплопровідністю є закон Фур'є, згідно з яким *кількість тепла dQ , що передається за допомогою теплопровідності через елемент поверхні dF , який перпендикулярний тепловому потоку, за час $d\tau$, прямо пропорційне температурному градієнту $\frac{\partial t}{\partial n}$, поверхні dF і часу $d\tau$.*

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau. \quad (1.3)$$

Якщо кількість тепла передається через одиницю поверхні в одиницю часу, то вираз закону Фур'є буде мати форму:

$$q = \frac{Q}{F \cdot \tau} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.4)$$

Величина q називається **густиною** теплового потоку.

Знак мінус, що стоїть перед правою частиною рівнянь (1.3) і (1.4), вказує на те, що тепло переміщується у бік падіння температури.

Коефіцієнт пропорційності λ називається **коефіцієнтом теплопровідності**. Згідно з рівнянням (1.4):

$$[\lambda] = \left[\frac{dQ \partial n}{\partial t F d\tau} \right] = [Дж \cdot м / град \cdot м^2 \cdot с] = [Вт / м \cdot град].$$

Таким чином, коефіцієнт теплопровідності λ показує, *яка кількість тепла проходить в наслідок теплопровідності в одиницю часу через одиницю довжини нормалі до ізотермічної поверхні.*

Величина λ , що характеризує здатність тіла проводити тепло шляхом теплопровідності та залежить від природи речовини, його структури температури і деяких інших параметрів. При звичайних температурах і тиску кращими провідниками тепла є метали, а найгіршими – гази. Так, орієнтовні значення коефіцієнта теплопровідності для металів при 0°C складають: для чистої міді – $\lambda = 394$ Вт/м·К; для вуглецевої сталі Ст.3 – $\lambda = 52$ Вт/м·К; для легованої сталі Х18Н9Т – $\lambda = 25,5$ Вт/м·К, для повітря при 0°C $\lambda \approx 0,027$ Вт/м·К.

Деякі значення λ (Вт/м·К) для рідин, газів і теплоізоляційних матеріалів наведені нижче:

Краплинні рідини.....	0,1–0,7
Гази.....	0,006–0,165
Теплоізоляційні матеріали.....	0,006–0,175

Низька теплопровідність теплоізоляційних і багатьох будівельних матеріалів пояснюється тим, що вони мають пористу структуру, в порах якої знаходиться повітря, який є поганим провідником тепла. Коефіцієнти теплопровідності газів зростають з підвищенням температури і трохи змінюються із зміною тиску. Для більшості рідин значення λ , навпаки, зменшуються при збільшенні температури. Виняток становить вода, коефіцієнт теплопровідності якої декілька зростає з підвищенням температури до 130°C і при подальшому її збільшенні починає знижуватися. Коефіцієнти теплопровідності металів зменшуються із зростанням температури. Значення λ різко знижуються за наявності в металах домішок.

Слід зазначити, що при визначенні кількості тепла, яке передається через шар газу або краплинної рідини внаслідок теплопровідності, часто буває необхідно враховувати вплив також конвекції і випромінювання, які супроводять основний процес.

3.2. Диференціальне рівняння теплопровідності

Виділимо в однорідному та ізотропному тілі елементарний паралелепіпед об'ємом dV з ребрами dx , dy , dz (рис. 1.2). Фізичні властивості тіла – густина ρ , теплоємність C і теплопровідність λ – однакові в усіх точках паралелепіпеда і не змінюються з часом. Температура на лівій грані, $dy\ dx$ рівна t , на протилежній грані $t + \frac{\partial t}{\partial x} dx$.

Кількість тепла, що входить в паралелепіпед через його грані за проміжок часу $d\tau$:

– по вісі x через грань $dydz$

$$Q_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} dydz d\tau;$$

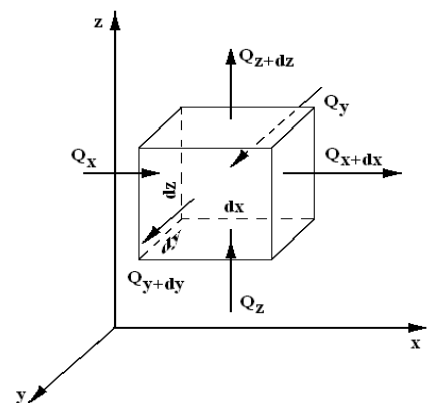


Рис. 1.2. Для виведення диференціального рівняння теплопровідності

– по вісі y через грань $dx dz$

$$Q_y = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} dx dz d\tau ;$$

– по вісі z через грань $dx dy$

$$Q_z = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} dx dy d\tau .$$

Кількість тепла, що виходить з паралелепіпеда через протилежні грані за той же проміжок часу:

– по вісі x

$$Q_{x+dx} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} dy dz d\tau + \left[-\lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) dx dy dz d\tau \right] ;$$

– по вісі y

$$Q_{y+dy} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} dx dz d\tau + \left[-\lambda \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right) dy dx dz d\tau \right] ;$$

– по вісі z

$$Q_{z+dz} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} dx dy d\tau + \left[-\lambda \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right) dz dx dy d\tau \right] .$$

Кількість тепла, що входить через відповідну грань паралелепіпеда, не дорівнює кількості тепла, що виходить через протилежну грань, оскільки частина тепла витрачається на підвищення температури в об'ємі паралелепіпеда.

Різниця між кількостями тепла, що увійшло до паралелепіпеда і вийшло з нього, за проміжок часу $d\tau$ складе:

– по вісі x

$$dQ_x = Q_x - Q_{x+dx} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx dy dz d\tau ;$$

– по вісі y

$$dQ_y = Q_y - Q_{y+dy} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} dy dx dz d\tau ;$$

– по вісі z

$$dQ_z = Q_z - Q_{z+dz} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} dz dx dy d\tau.$$

Повний приріст тепла в паралелепіпеді за проміжок часу $d\tau$:

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dx dy dz d\tau$$

або, враховуючи, що $dx dy dz = dV$, отримаємо:

$$dQ = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau.$$

Вираз, що стоїть в дужках, є оператором Лапласа $\nabla^2 t$. Отже:

$$dQ = \lambda \nabla^2 t dV d\tau. \quad (A)$$

За законом збереження енергії приріст кількості тепла в паралелепіпеді дорівнює кількості тепла, що витрачається на зміну ентальпії паралелепіпеда, яке складає:

$$dQ = C \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau, \quad (B)$$

причому $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$ є зміною температури паралелепіпеда за проміжок часу $d\tau$.

Прирівнюємо вирази (A) і (B):

$$C \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau = \lambda \nabla^2 t dV d\tau.$$

Позначивши $\frac{\lambda}{C \rho} = a$ і провівши скорочення, отримаємо остаточно:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t. \quad (1.5)$$

Рівняння (1.5) визначає розподіл температур в будь-якій точці тіла, через яке тепло передається теплопровідністю, і називається **диференціальним рівнянням теплопровідності** в нерухомому середовищі або **рівнянням Фур'є**.

Коефіцієнт пропорційності a в рівнянні (1.5) носить назву **коефіцієнта температуропровідності**:

$$[a] = \left[\frac{\lambda}{c\rho} \right] = \left[\frac{\frac{Вт}{м \cdot град}}{\frac{дж}{кг \cdot град} \cdot \frac{кг}{м^3}} \right] = \left[\frac{\frac{дж}{с \cdot м \cdot град}}{\frac{дж}{кг \cdot град} \cdot \frac{кг}{м^3}} \right] = \left[\frac{м^2}{с} \right].$$

Коефіцієнт температуропровідності a характеризує тепло-інерційні властивості тіла: за інших рівних умов швидше нагріється або охолodиться те тіло, яке має більш великий коефіцієнт температуропровідності.

При сталому процесі передачі тепла теплопровідністю $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ (температура не змінюється з часом) і рівняння (1.5) в цьому випадку приймає вигляд:

$$\alpha \nabla^2 t = 0. \quad (1.6)$$

Проте величина a не може бути рівна нулю і, отже

$$\nabla^2 t = 0.$$

або

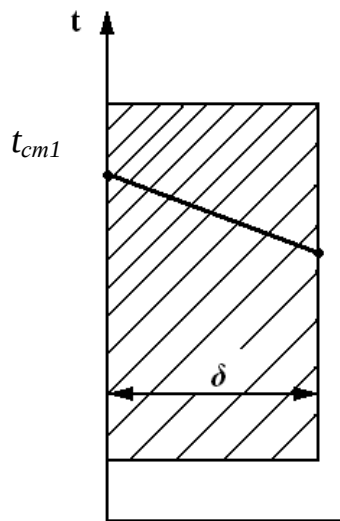
$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (1.7)$$

Рівняння (1.7) є диференціальним рівнянням теплопровідності в нерухомому середовищі при сталому тепловому режимі.

Рівняння (1.5) і (1.7) описують розподіл температур при передачі тепла теплопровідністю в найзагальнішому вигляді, без врахування, зокрема, форми тіла, через яке проводиться тепло. Для конкретних умов ці рівняння повинні бути доповнені граничними умовами, що характеризують геометричні параметри тіла.

3.3 Теплопровідність пласкої одношарової стінки

Розглянемо передачу тепла теплопровідністю через пласку стінку (рис. 1.3), довжина і ширина якої безмежно великі в порівнянні з її товщиною; вісь x розташована по нормалі до поверхні стінки. Температури зовнішніх поверхонь стінки рівні t_{cm1} і t_{cm2} , причому $t_{cm1} > t_{cm2}$. При сталому процесі кількості тепла, підведеного до стінки і відведеного від неї, повинні бути рівні між собою, і не повинні змінюватися в часі.



Прийmemo, що температура змінюється, тільки у напрямі осі x , тобто температурне поле одновимірне $\left(\frac{\partial t}{\partial y} = 0 \text{ та } \frac{\partial t}{\partial z} = 0 \right)$. Тоді на підставі яння теплопровідності (1.7) маємо:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (1.8)$$

Інтегрування цього рівняння приводить до функції:

$$t = C_1 x + C_2, \quad (1.9)$$

Рис. 1.3. До висновку рівняння теплопровідності плоскої стінки

де C_1 і C_2 – константи інтеграції.

Рівняння (1.9) показує, що по товщині плоскої стінки температура змінюється прямолінійно. Константи інтеграції визначають, виходячи з таких граничних умов:

– при $x=0$ величина $t = t_{cm1}$ і з рівняння (1.9):

$$t_{cm1} = C_2;$$

– при $x = \delta$ величина $t = t_{cm2}$ рівняння (1.9) приймає вигляд:

$$t_{cm2} = C_1 \delta + C_2$$

або

$$t_{cm2} = C_1 \delta + t_{cm1},$$

звідки

$$C_1 = \frac{t_{cm2} - t_{cm1}}{\delta}.$$

Підставивши значення констант C_1 і C_2 в рівняння (1.9), знаходимо:

$$t = \frac{t_{cm2} - t_{cm1}}{\delta} x + t_{cm1}.$$

Тоді

$$\frac{dt}{dx} = \frac{t_{cm2} - t_{cm1}}{\delta}.$$

Підставивши отриманий вираз температурного градієнта в рівняння теплопровідності (1.3), визначимо кількість переданого тепла:

$$dQ = -\frac{\lambda}{\delta} (t_{cm2} - t_{cm1}) dF d\tau, \quad (1.10)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/ (м·град); δ – товщина стінки, м; $t_{cm2}-t_{cm1}$ – різниця температур поверхонь стінки, град; F – поверхня стінки, м²; τ – час, с.

Для безперервного процесу передачі тепла теплопровідністю при $\tau = 1$ рівняння (1.10) приймає вигляд:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}) F \quad (1.11)$$

або

$$Q = -\frac{(t_{cm1} - t_{cm2}) F}{\frac{\delta}{\lambda}}. \quad (1.11,a)$$

3.4. Теплопровідність плоскої багат шарової стінки

Якщо пласка стінка складається з n шарів, що відрізняються один від одного теплопровідністю і товщиною (рис. 1.4), то при сталому процесі через кожен шар стінки пройде одна і та ж кількість тепла, яка буде виражена для різних шарів рівняннями:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{cm1} - t_a) F \tau \quad \text{або} \quad Q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = (t_{cm1} - t_a) F \tau, \\ Q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_a - t_b) F \tau \quad \text{або} \quad Q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = (t_{cm1} - t_b) F \tau, \\ &\dots\dots\dots \\ Q &= \frac{\lambda_n}{\delta_n} (t_n - t_{cm2}) F \tau \quad \text{або} \quad Q \frac{\delta_n}{\lambda_n} = (t_n - t_{cm2}) F \tau. \end{aligned}$$

Складаючи, ліві і праві частини цих рівнянь, отримаємо:

$$Q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) = (t_{cm1} - t_{cm2}) F \tau.$$

Звідки

$$Q = \frac{(t_{cm1} - t_{cm2}) F \tau}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (1.12)$$

де i – порядковий номер шару стінки; n – число шарів.

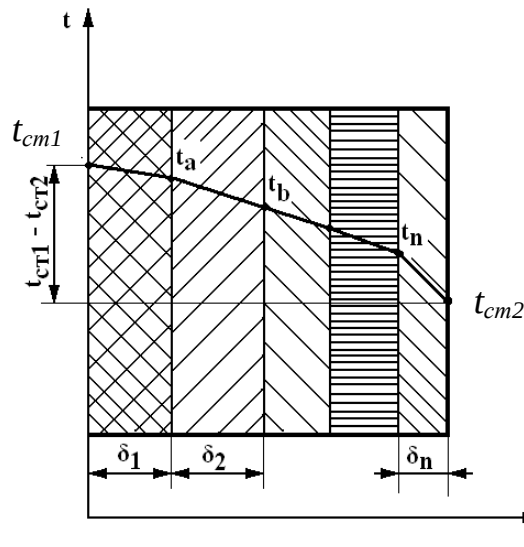


Рис. 1.4. До виведення рівняння теплопровідності багат шарової стінки

3.5. Теплопровідність циліндричної одношарової та багат шарової стінки

Розглянемо передачу тепла теплопровідністю через циліндричну стінку довжиною L внутрішнім радіусом r_e і зовнішнім радіусом r_3 (рис. 1.5). Температури на внутрішній і зовнішній поверхні стінки постійні і відповідно дорівнюють t_{cm1} і t_{cm2} , тобто процес теплообміну сталий. Оскільки ці поверхні не рівні один одному, рівняння (1.11) в даному випадку непридатне. Нехай $t_{cm1} > t_{cm2}$, температура змінюється тільки в радіальному напрямі. Для циліндричної стінки поверхня її в деякому перетині, що відповідає поточному радіусу r , складає $F = 2rL\pi$. Підставивши значення F в рівняння Фур'є (1.5), знаходимо:

$$Q = -\lambda 2\pi L \tau \frac{dt}{d\delta}.$$

В даному випадку $\delta = r_3 - r_e$ і замість $d\delta$ можна підставити dr . Тоді

$$Q = -\lambda 2\pi L \tau \frac{dt}{dr}$$

або, розділяючи змінні

$$\frac{dr}{r} = -\lambda \frac{2\pi L \tau}{Q} dt.$$

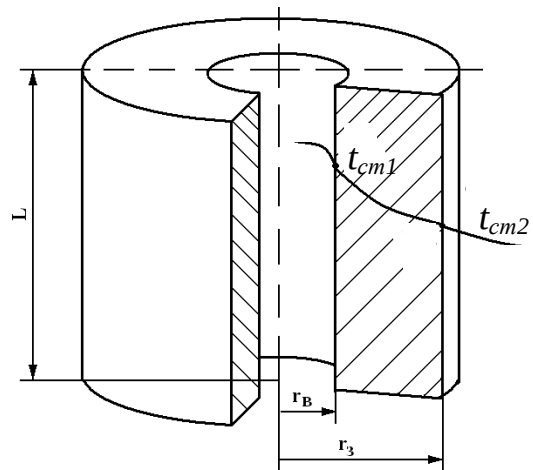


Рис. 1.5. До виведення рівнянь теплопровідності циліндричної стінки

Інтегруємо це рівняння в межах від r_e до r_3 і відповідно – від t_{cm1} до t_{cm2} :

$$\int_{r_e}^{r_3} \frac{dr}{r} = -\lambda \frac{2\pi L \tau}{Q} \int_{t_{cm1}}^{t_{cm2}} dt.$$

Звідки

$$\ln \frac{r_3}{r_e} = -\lambda \frac{2\pi L \tau}{Q} (t_{cm1} - t_{cm2}).$$

Або, враховуючи, що $r_3/r_e = d_3/d_e$, отримаємо

$$Q = \frac{2\pi L \tau (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{\lambda} 2.3 \lg \frac{d_3}{d_e}}, \quad (1.13)$$

де d_3/d_e – відношення зовнішнього діаметру циліндричної стінки до її внутрішнього діаметру.

Рівняння (1.13) показує, що по товщині циліндричної стінки температури змінюються за криволінійним (логарифмічним) законом.

Описує теплопровідність циліндричної стінки при сталому процесі теплообміну. За аналогією з висновком, наведеним для одношарової стінки, для циліндричної стінки, що складається з n шарів, кількість тепла, яка передана шляхом теплопровідності, складає:

$$Q = \frac{2\pi L \tau (t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} 2.3 \lg \frac{d_{i+1}}{d_1}}. \quad (1.13,a)$$

Рівняння (1.10) і (1.13) для пласкої і циліндричної стінок були отримані для стаціонарного (сталого) процесу розповсюдження тепла теплопровідністю. Для тонких циліндричних стінок (тонкостінних труб) розрахунок може бути спрощений при умові, що $\delta_{ст}/d_3 = 0.3 \div 0.4$.

4. Теплове випромінювання

Теплове випромінювання – це процес розповсюдження електромагнітних коливань з різною довжиною хвиль, зумовлений тепловим рухом атомів або молекул випромінюючого тіла. Всі тіла здатні випромінювати енергію, яка поглинається іншими тілами і знову перетворюється на тепло. Таки чином, здійснюється променистий теплообмін; він складається з процесів випромінювання і поглинання променів.

Довжини хвиль теплового випромінювання лежать в основному в невидимій (інфрачервоній) частині спектру і мають довжину $\lambda = 0.8 - 40$ мк.

Вони відрізняються від видимих світлових променів тільки довжиною хвиль (довжина світлових хвиль $\lambda = 0,4 - 0,8$ мк).

Тверді тіла мають суцільний спектр та здатні випромінювати хвилі всіх довжин при будь-якій температурі. Проте інтенсивність теплового випромінювання зростає з підвищенням температури тіла, і при високих температурах (приблизно при $t > 600^\circ\text{C}$) променистий теплообмін між твердими тілами і газами набуває домінуючого значення.

Теплове і світлове випромінювання мають однакову природу і тому характеризуються загальними законами: промениста енергія розповсюджується в однорідному та ізотропному середовищі прямолінійно. Потік променів, що випускається нагрітим тілом, потрапляючи на поверхню іншого, випромінюючого тіла, частково поглинається, частково відбивається (при цьому кут падіння рівний куту віддзеркалення) і частково проходить крізь тіло без змін.

Якщо Q – загальна енергія падаючих на тіло променів, $Q_{\text{погл}}$ – енергія, поглинена тілом, $Q_{\text{відб}}$ – енергія, відбита від поверхні тіла, $Q_{\text{пр}}$ – енергія променів, що проходять крізь тіло без змін. Тоді баланс тепла складає:

$$Q_{\text{погл}} + Q_{\text{відб}} + Q_{\text{пр}} = Q \quad (1.14)$$

або в долях від загальної енергії падаючих променів:

$$Q_{\text{погл}}/Q + Q_{\text{відб}}/Q + Q_{\text{пр}}/Q = 1. \quad (1.14, a)$$

Кожний з трьох додатків може бути рівний одиниці, якщо кожний з двох залишених дорівнює нулю.

При $Q_{\text{погл}}/Q = 1$ і відповідно при $Q_{\text{відб}}/Q = 0$ і $Q_{\text{пр}}/Q = 0$ тіло повністю поглинає всі падаючі на нього промені. Такі тіла називаються **абсолютно чорними**.

При $Q_{\text{відб}}/Q = 1$ і $Q_{\text{погл}}/Q = 0$; $Q_{\text{пр}}/Q = 0$ тіло всі падаючі на нього промені. Ці тіла називаються **абсолютно білими**.

При $Q_{\text{пр}}/Q = 1$ (в цьому випадку $Q_{\text{погл}}/Q = 0$, $Q_{\text{відб}}/Q = 0$) тіло пропускає всі падаючі промені. Такі тіла називаються **абсолютно прозорими**, або **діатермічними**.

Абсолютно чорних, абсолютно білих або абсолютно прозорих тіл реально не існує. Всі тіла в природі, які поглинають, відбивають і пропускають ту або іншу частину падаючих на них променів, називаються сірими тілами.

З реальних тіл абсолютно чорному найбільше відповідає технічний вуглець (сажа), який поглинає 90–96% всіх променів. Тверді тіла з світлою полірованою поверхнею майже повністю відбивають падаючі на них промені. Більшість твердих тіл належать до практично непрозорих тіл, але майже всі гази, виключаючи деякі багатоатомні гази, є прозорими, або діатермічними.

4.1. Закон Стефана-Больцмана

Кількість енергії, що випромінюється тілом в одиницю часу в усьому інтервалі довжин хвиль (від $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$) одиницею поверхні F тіла, характеризує випромінювальну здатність тіла E :

$$E = \frac{Q_{\epsilon}}{F\tau}, \quad (1.15)$$

де Q_{ϵ} – енергія, що випромінюється тілом.

Випромінювальна здатність, віднесена до довжин хвиль от λ до $\lambda + d\lambda$, тобто до інтервалу довжин хвиль $d\lambda$, називається **інтенсивністю випромінювання** і виражається відношенням:

$$I = \frac{dE}{d\lambda}, \quad (1.16)$$

Проінтегрувавши останній вираз, можна встановити зв'язок між випромінювальною здатністю та інтенсивністю випромінювання:

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I d\lambda. \quad (1.17)$$

Вченим Планком теоретично отримана наступна залежність загальної енергії теплового (температурного) випромінювання від абсолютної температури і довжини хвиль:

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\lambda T} - 1} d\lambda, \quad (1.18)$$

де T – абсолютна температура, К.

Вхідні в рівняння (1.18) константи можуть бути прийняті рівними:

$$C_1 = 3,22 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2 \text{ і } C_2 = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/ м}^2.$$

Площа під кожною з кривих на (рис. 1.6) виражає загальну питому енергію випромінювання (віднесене на одиницю поверхні в одиницю часу) для всього спектру довжин хвиль.

Рівняння (1.18) після перетворення, розкладання знаменника в ряд і подальшої інтеграції приводить до ряду, що сходиться, обчислення суми членів якого дозволяють виразити повну енергію випромінювання, або випромінювальну здатність абсолютно чорного тіла:

$$E_0 = K_0 T^4 \text{ Вт/м}^2, \quad (1.19)$$

де T – абсолютна температура поверхні тіла, К;

$$K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4.$$

Рівняння (1.19) носить назва закону Стефана-Больцмана, який є, таким чином, наслідком рівняння (закону) Планка. Згідно з законом Стефана-Больцмана, випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла пропорційна четвертому ступеню абсолютної температури його поверхні. Для того, щоб уникнути операції з великими величинами T^4 , в технічних розрахунках множник 10^{-8} відносять до величини T і рівняння (1.19) використовують в декілька іншому виразі:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.20)$$

де $C_0 = K_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Закон Стефана-Больцмана застосовується також до сірих тіл:

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.21)$$

де $\varepsilon = C/C_0$ – відносний коефіцієнт випромінювання або ступінь чорноти сірого тіла; C – коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

Значення ε завжди менше одиниці і коливаються від $\sim 0,055$ (алюміній необроблений при $\sim 20^\circ\text{C}$) до $\sim 0,95$ (гума тверда при $\sim 20^\circ\text{C}$).

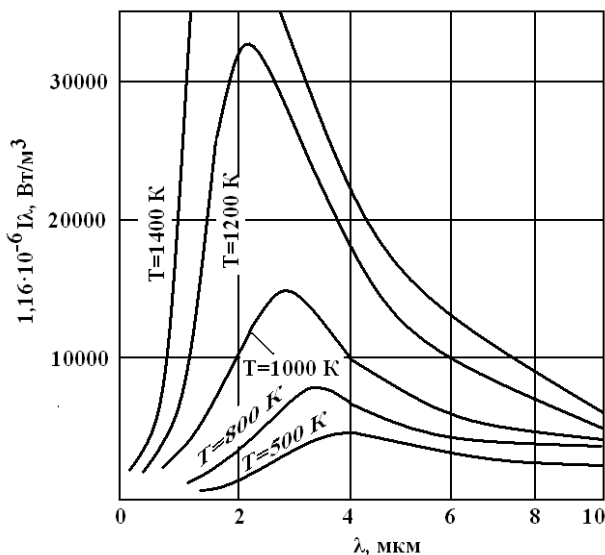


Рис. 1.6. Залежність I від λ і T за рівнянням Планка

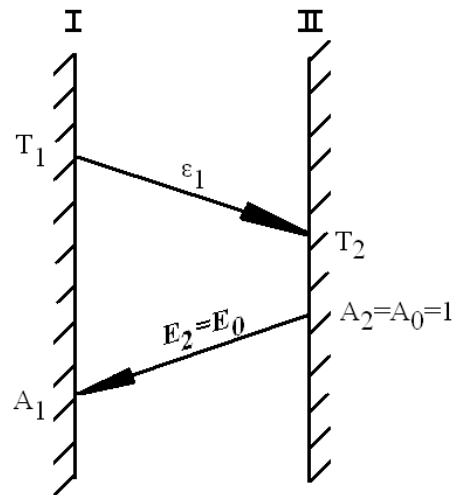


Рис. 1.7. До виведення закону Кірхгофа

Значення ступеня чорноти залежать не тільки від природи матеріалу, а також від його забарвлення і температури та від стану його поверхні (полірована або шорстка). Значення ϵ наводяться в довідковій і спеціальній літературі.

4.2. Закон Кірхгофа

Для сірих тіл необхідно знати залежність між їх випромінювальною і поглинальною здатністю (рис. 1.7). Розглянемо паралельно розташовані сіре тіло I і абсолютно чорне тіло II і прийнемо, що всі промені, що випускаються поверхнею одного тіла, падають на поверхню іншого. Позначимо поглинальну здатність сірого тіла $Q_{\text{погл}}/Q=A$. Для абсолютно чорного тіла $A_2=A_0=1$. Нехай температура сірого тіла вища, ніж абсолютно чорного, тобто $T_1>T_2$. Тоді кількість тепла (на одиницю поверхні в одиницю часу), переданого сірим тілом шляхом випромінювання, складає:

$$Q = E_1 - E_0 A_1.$$

При вирівнюванні температур обох тіл повинна наступити теплова рівновага, при якій $q = 0$ і, отже

$$E_1 - E_0 A_1 = 0,$$

звідки

$$\frac{E_1}{A_1} = E_0.$$

Узагальнюючи цей висновок, для ряду взаємно паралельних тіл отримаємо:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = \frac{E_0}{A_0} = E_0 = f(T). \quad (1.22)$$

Залежність (1.22) виражає закон Кірхгофа. згідно з яким *відношення променевипромінювальної здатності будь-якого тіла до променепоглиальної здатності при тій же температурі є величиною постійною та рівною променевипромінювальній здатності абсолютно чорного тіла.*

Теплові промені, потрапляючи на шорстку поверхню, багатократно відбиваються від неї, що приводить до кращого поглинання променистої енергії, в порівнянні з поглинанням гладкою поверхнею. Тоді, відповідно до закону Кірхгофа, шорсткі поверхні мають більшу випромінювальну здатність, ніж гладкі і навпаки, випромінювальна здатність полірованих поверхонь, що добре відображають падаючі на них промені Кірхгофа, повинна бути низька.

4.3. Взаємне випромінювання двох твердих тіл

Кількість тепла, що передається випромінюванням від більш нагрітого твердого тіла, що має температуру T_1 , К до менш нагрітого тіла з температурою T_2 , К визначається рівнянням:

$$Q_6 = C_{1-2} F \tau \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi, \quad (1.23)$$

де F – поверхня випромінювання; τ – час; C_{1-2} – коефіцієнт взаємного випромінювання; φ – середній кутовий коефіцієнт, який визначається формою і розмірами поверхонь, що беруть участь в теплообміні, їх взаємним розташуванням в просторі і відстанню між ними.

Коефіцієнт взаємного випромінювання $C_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0$, де ε – приведений ступінь чорноти.

Значення кутового коефіцієнта φ наведені в довідковій і спеціальній літературі. Якщо тіло, що випромінює тепло, поміщене усередині іншого (наприклад, нагрітий апарат знаходиться усередині приміщення), то $\varphi = 1$. В цьому випадку коефіцієнт взаємного випромінювання виражається рівнянням:

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}. \quad (1.24)$$

У виразі (1.24) всі члени з індексом «1» відносяться до більш нагрітого тіла, розташованого в середині іншого, а члени з індексом «2» до тіла, поверхню якого, оточує перше тіло.

Якщо випромінюючі поверхні рівні і паралельні, то $C_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0$ визначають на основі рівняння (1.24), підставляючи в нього $F_1 = F_2$. отримаємо:

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}. \quad (1.24,a)$$

Якщо поверхня випромінювання більш нагрітого тіла значно менша замкнутої навколо нього поверхні менш нагрітого тіла, тобто $F_1 \ll F_2$, а $F_1/F_2 = 0$, тоді $C_{1-2} = C_1$ (коефіцієнту випромінювання більш нагрітого тіла).

Для того, щоб ослабити променистий теплообмін між тілами або організувати захист від шкідливого впливу сильного випромінювання, використовують перегородки – екрани, виготовлені з матеріалів, що добре відображають промені.

4.4. Випромінювання газів

Випромінювання газів істотно відрізняється від випромінювання твердих тіл. Одноатомні гази (He, Ar та ін.), а також багато двоатомних газів (H₂, O₂, N₂ та ін.) прозорі для теплових променів, тобто є діатермічними. А багатоатомні гази і пара (CO₂, SO₂, NH₃, H₂O та ін.) можуть поглинати променисту енергію в певних інтервалах довжин хвиль. Відповідно до закону Кірхгофа ці гази володіють випромінювальною здатністю в тих же інтервалах довжин хвиль.

Крім того, на відміну від твердих тіл гази випромінюють не з поверхні, а з об'єму шару газу. При випромінюванні двох газів в одній і тій же смугі спектру випромінювання одного з газів частково поглинається іншим.

Енергія, що випромінюється газом, пропорційна товщині його шару l , концентрації або парціальному тиску випромінюючого газу в газовій суміші p і температурі газу T_g , К. Таким чином, для кожної із смуг спектру $\Delta\lambda$ кількість випромінюючої газом енергії має залежність:

$$E_{\Delta\lambda} = f(l, p, T_g).$$

Загальна випромінююча здатність газів (сумарна для всіх смуг спектру) не пропорційна 4-у ступеню його абсолютної температури, як у разі твердих тіл, так для пари води $E \sim T^3$, для двоокису вуглецю $E \sim T^{3,5}$ і т.д.

Проте в технічних розрахунках приймають, що гази відповідають закону Стефана-Больцмана (відхилення враховують величиною ступеня чорноти газу ε_g). Тоді

$$E_g = \varepsilon_g C_0 \left(\frac{T_g}{100} \right)^4, \quad (1.25)$$

де $\varepsilon_g = f'(T_g p l)$ – відношення загальної кількості енергії, що випромінюється газом, до тієї ж величини для абсолютно чорного тіла при температурі газу. Значення ε_g для різних газів у вигляді графіків залежності ε_g від температури T_g і параметра $p l$ надається в довідковій і спеціальній літературі. Кількість тепла, що випромінюється газом, визначається за наближеним рівнянням:

$$q = \varepsilon_{cm} C_0 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.26)$$

де A_g – поглинальна здатність газу при температурі стінки, причому $A_g \approx \varepsilon_g$, при цій же температурі, ε_{cm} – ефективна ступінь чорноти стінки, що частково поглинає промені; T_{cm} – температура стінки, К.

Наведені вище залежності відносяться до чистих газів. Промислові гази часто бувають забруднені пилом, частинками сажі і механічних домішок. Ці частинки мають значну поверхню і власний спектр випромінювання, що

приводить до істотного зростання кількості тепла, що передається газом шляхом випромінювання. Методика розрахунку тепловипромінювання запиленних газів викладена в спеціальній літературі.

5. Передача тепла конвекцією (конвективний теплообмін)

При теплообміні між твердою стінкою і газовим середовищем тепло передається одночасно конвекцією, теплопровідністю і випромінюванням. **Конвекцією** називається перенесення тепла в наслідок руху і перемішування макроскопічних об'ємів газу або рідини.

Розрізняють *вимушену* та *природну* конвекцію. Вимушена конвекція обумовлена примусовим рухом всього об'єму рідини, а природна конвекція – обумовлена різницею густин в різних точках об'єму рідини (газу), яка виникає внаслідок різниці температур в цих точках.

Перенесення тепла від стінки до газоподібного (рідкого) середовища або у зворотному напрямі називається **тепловіддачею**.

Перенесення тепла конвекцією тим інтенсивніше, чим більш турбулентно рухається вся маса рідини і чим інтенсивніше здійснюється перемішування її частинок. Таким чином, конвекція пов'язана з механічним перенесенням тепла і дуже залежить від гідродинамічних умов перебігу рідини. У ядрі потоку перенесення тепла здійснюється одночасно теплопровідністю і конвекцією, причому сумісне перенесення тепла цими способами називається **конвективним теплообміном** (конвективною тепловіддачею). Механізм перенесення тепла в ядрі потоку при турбулентному русі середовища характеризується інтенсивним перемішуванням за рахунок турбулентних пульсацій, яке приводить до вирівнювання температур в ядрі до деякого середнього значення t_p . Відповідно перенесення тепла в ядрі визначається перш за все характером руху теплоносія, але залежить також від його теплових властивостей. В міру наближення до стінки t_{cm} інтенсивність тепловіддачі падає. Це пояснюється тим, що поблизу стінки утворюється тепловий приграничний шар тепла $\delta_{тепл}$, подібний до гідродинамічного приграничного шару $\delta_{гдр}$, але, як правило, відрізняється від останнього по товщині. В ньому перенесення тепла здійснюється тільки теплопровідністю. Тепловим приграничним підшаром вважається пристінний шар, в якому вплив турбулентних пульсацій на перенесення тепла стає дуже малим. Подібно до того як при зростанні в'язкості рідини збільшується товщина гідродинамічного приграничного підшару, зростання теплопровідності призводить до потовщення теплового приграничного підшару, в якому інтенсивність перенесення тепла **визначається коефіцієнтом температуропровідності**.

Наведена схема механізму перенесення тепла (рис. 1.8) лише приблизно відображає складну структуру поля температур в умовах конвективного теплообміну. Для інтенсифікації конвективного теплообміну бажано, щоб тепловий приграничний шар був можливо тонше. З посиленням турбулентності потоку приграничний шар стає настільки тонким, що конвекція починає робити домінуючий вплив на теплообмін. З складним механізмом конвективного теплообміну пов'язані труднощі розрахунку процесів тепловіддачі. Точне рішення задачі про кількість тепла, що передається від стінки до середовища (або від середовища до стінки) пов'язано з необхідністю знати температурний градієнт шарів стінки і профіль зміни температур теплоносія вздовж поверхні теплообміну, визначення яких вельми складно.

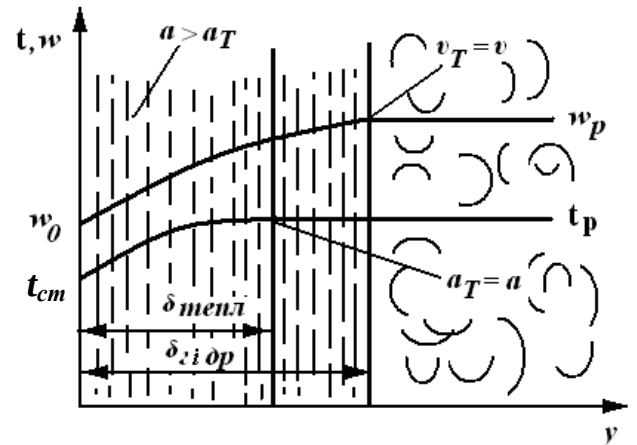


Рис. 1.8. Структура теплового і гідродинамічного пограничних шарів

Тому для зручності розрахунку тепловіддачі використовують рівняння більш простого виду, що має назву закону **тепловіддачі** або **закону охолодження Ньютона**:

$$dQ = \alpha dF(t_{cm} - t_p) d\tau. \quad (1.27)$$

Згідно з цим рівнянням, кількість тепла dQ , що віддається за час $d\tau$ поверхнею стінки dF , що має температуру t_{cm} , рідині з температурою t_p прямопропорційне dF і різниці температур $t_{cm} - t_p$.

Для безперервного процесу тепловіддачі рівняння (1.27) приймає вигляд:

$$dQ = \alpha dF(t_{cm} - t_p). \quad (1.27,a)$$

Згідно з цим рівнянням, кількість тепла dQ , що віддається за час $d\tau$ поверхнею стінки dF , що має температуру t_{cm} , рідині з температурою t_p прямопропорційне dF і різниці температур $t_{cm} - t_p$.

Коефіцієнт пропорційності α в рівняннях (1.27) і (1.27,a) називається **коефіцієнтом тепловіддачі**. Величина α характеризує інтенсивність перенесення тепла між поверхнею тіла, наприклад, твердої стінки і навколишнім середовищем (краплинною рідиною або газом). Коефіцієнт тепловіддачі виражається таким чином:

$$[\alpha] = \left[\frac{Q}{F(t_{cm} - t_p)} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}} \right] = \left[\frac{\text{вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}} \right].$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі α показує, яка кількість тепла передається від 1 м^2 поверхні стінки до рідини (або від рідини до 1 м^2 поверхні стінки) протягом 1 с при різниці температур між стінкою і рідиною 1 градус.

Внаслідок складної структури потоків, особливо в умовах турбулентного руху, величина α є складною функцією багатьох змінних.

Коефіцієнт тепловіддачі α залежить від наступних чинників:

- швидкості рідини w , її густини ρ і в'язкості μ , режиму руху рідини;
- теплових властивостей рідини (питомій теплоємності C_p , теплопровідності λ), а також коефіцієнтом об'ємного розширення β ;
- геометричних параметрів – форми і визначальних розмірів α стінки (для труб – їх діаметр d і довжина L), а також шорсткості ε стінки. Таким чином:

$$\alpha = f(\omega, \rho, \mu, C_p, \lambda, \beta, d, L, \varepsilon). \quad (1.28)$$

Внаслідок складної залежності коефіцієнта тепловіддачі від великого числа параметрів його визначають за критеріальним рівнянням для типових випадків тепловіддачі.

5.1. Теплова подібність

Диференційне рівняння конвективного теплообміну, називається *рівнянням Фур'є-Кірхгофа*. Це рівняння виражає, в найбільш загальному вигляді, розподіл температур в рухомій рідині:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \omega_x + \frac{\partial t}{\partial y} \omega_y + \frac{\partial t}{\partial z} \omega_z = \alpha \nabla^2 t. \quad (1.29)$$

Для твердих тіл $w_x = w_y = w_z = 0$ і рівняння (1.29) перетворюється на диференційне рівняння теплопровідності рівняння (1.5). При сталому процесі теплообміну в рівнянні (1.29) член $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$. З рівняння Фур'є-Кірхгофа слідує, що температурне поле в рухомій рідині є функцією різних змінних, зокрема швидкості і густини рідини. Тому для практичного використання рівняння (1.29) його перетворюють з урахуванням умов однозначності, тобто представляють у вигляді функцій від критеріїв подібності.

Розглянемо спочатку подібність граничних умов. Як було вказано, при турбулентному русі рідини тепло біля границі потоку, тобто в безпосередній близькості від твердої стінки, передається теплопровідністю через приграничний шар в напрямі, перпендикулярному напрямку руху потоку. Отже, за законом Фур'є (1.29) кількість тепла, що проходить в приграничному шарі завтовшки δ , через площу перетину dF за час $d\tau$, складає:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} dF d\tau. \quad (A)$$

Кількість тепла, що проходить від стінки в ядро потоку, визначається за рівнянням тепловіддачі (1.27):

$$dQ = \alpha(t_{cm} - t_p) dF d\tau. \quad (B)$$

При сталому процесі теплообміну кількість тепла, що проходить через приграничний шар і ядро потоку, однакове. Тому, прирівнюючи вирази (A) і (B) і скорочуючи подібні члени, отримаємо:

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} = \alpha(t_{cm} - t_p) = \alpha \Delta t. \quad (1.30)$$

Для подібного перетворення цього рівняння розділимо його праву частину на ліву і відкинемо знаки математичних операторів. При цьому величину δ замінимо деяким визначальним геометричним розміром l . Отримаємо безрозмірний комплекс величин:

$$\frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = Nu, \quad (1.31)$$

який називається **критерієм Нусельта**. Рівність критеріїв Нусельта характеризує *подібність процесів теплопереносу на межі між стінкою і потоком рідини*. Критерій Нусельта є *мірою співвідношення товщини приграничного шару і визначального геометричного розміру* (для труби – її діаметр d).

З критерію Нусельта визначають в завданнях за конвективним теплообміном величину коефіцієнта тепловіддачі α .

Тепер розглянемо умови подібності в ядрі потоку, використовуючи подібне перетворення рівняння (1.29). У лівій частині рівняння Фур'є-Кірхгофа сума членів, що відображають вплив швидкості потоку на теплообмін, може бути замінена величиною:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x} \omega_x + \frac{\partial t}{\partial y} \omega_y + \frac{\partial t}{\partial z} \omega_z \right) \sim \frac{t}{l} w,$$

де l – визначальний лінійний розмір.

Праву частину того ж рівняння, що характеризує перенесення тепла шляхом теплопровідності, також замінимо величиною:

$$a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \omega_x + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \omega_y + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \omega_z \right) \sim \frac{a \cdot t}{l^2}.$$

Член $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$, що відображає несталий режим теплообміну, може бути замінений відношенням $\frac{t}{\tau}$. Виразимо всі члени рівняння (1.29) у відносних одиницях, прийнявши за масштаб кількість тепла, що передається шляхом теплопровідності. Розділивши член $\frac{t}{\tau}$ на $\frac{a \cdot t}{l^2}$, отримаємо безрозмірний комплекс величин $\frac{l^2}{a \cdot \tau}$. Цей комплекс зазвичай замінюють на зворотну величину з тим, щоб в розрахунках не оперувати з дробовими числами. Останній комплекс носить назву **критерію Фур'є**:

$$\frac{a \cdot \tau}{l^2} = Fo. \quad (1.32)$$

Рівність критеріїв Фур'є в подібних точках теплових потоків – *необхідна умова подібності несталих процесів теплообміну*.

Критерій Фур'є є аналогом критерію гомохронності. Але при гідродинамічній подібності. Розділивши конвективний член $\frac{t}{l} \omega$ на $\frac{a \cdot t}{l^2}$ і провівши необхідні скорочення, отримаємо:

$$\frac{w \cdot l}{a} = Pe. \quad (1.33)$$

Цей безрозмірний комплекс величин називається **критерієм Пекле**. Критерій Pe є мірою співвідношення між теплом, що переноситься шляхом конвекції та теплопровідності при конвективному теплообміні.

Необхідними умовами подібності процесів перенесення тепла є, крім того, дотримання гідродинамічної і геометричної подібності.

Критерій Пекле може бути представлений як добуток безрозмірних комплексів:

$$Pe = \frac{\omega l}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{\omega \cdot l \cdot \rho}{\mu} \cdot \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = Re \cdot Pr.$$

Безрозмірний комплекс:

$$\frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = Pr \quad (1.34)$$

називається **критерієм Прандля**. Він цілком складений з величин, що виражають фізичні властивості рідини, і характеризує подібність фізичних властивостей теплоносіїв в процесах конвективного теплообміну. Критерій Pr є мірою подібності полів температур і швидкостей.

Значення критерію Прандтля для краплинних рідин близько 3–300 і значно зменшуються із зростанням температури, а для газів – постійні і залежать від атомності газу ($Pr \sim 0,7 \div 1,0$).

З введенням критерію Pr узагальнене рівняння конвективного теплообміну приймає вигляд:

$$Nu = f'' \left(F_0, Pr, H_0, Re, Fr, \frac{L_1}{L_0}, \frac{L_2}{L_0}, \dots, \frac{L_n}{L_0} \right) \quad (1.35)$$

де L_1, L_2, L_n – характерні розміри апарата; $Fr = \frac{\omega^2}{g \cdot l}$ – критерій Фруда;

$H_0 = \frac{\omega \cdot \tau}{l}$ – критерій гомохромності.

При сталому процесі теплообміну з узагальненого рівняння виключаються критерії Fr та H_0 . При вимушеному русі, коли вплив сил тяжіння на гідродинаміку потоку, що віддає або сприймає тепло, є незначним, тому впливом критерію Fr на тепловіддачу можна знехтувати.

Тоді

$$Nu = f''' \left(Re, Pr, \frac{L_1}{L_0}, \frac{L_2}{L_0}, \dots, \frac{L_n}{L_0} \right), \quad (1.36)$$

де L_0 – визначальний геометричний розмір апарата.

При тепловіддачі в умовах природної конвекції в числі визначальних критеріїв повинен увійти критерій Фруда, що відображає дію сил тяжіння в подібних потоках ($Fr = \frac{\omega^2}{g \cdot l}$). Проте з причини труднощі визначення швидкості

при природній конвекції критерій Фруда доцільно замінити для даних умов на похідний критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho_0}.$$

Коли процес теплообміну протікає в умовах природної конвекції, тобто вільного руху обумовленого різницею густини нагрітих і холодних

елементарних об'ємів рідини, їх різниця густини $\Delta\rho$ і підйомна сила, що виникає при русі частинок, визначаються температурним натиском Δt . Тому величину $\Delta\rho$ можна замінити пропорційною величиною Δt .

Якщо нерухома рідина нагрівається в апараті без примусового перемішування (рис.1.9), то для будь-яких двох частинок, що знаходяться на різній відстані від стінки, через яку передається тепло, $t > t_0$, і $\rho < \rho_0$, причому $\rho = \rho_0 - \rho_0 \beta(t - t_0) = \rho_0 (1 - \beta\Delta t)$. Отже, залежність між рушійною силою природної конвекції, що визначається різницею густини $\Delta\rho$, та її виразом через різницю температур, має вигляд $\Delta\rho = \rho_0 - \rho = \rho_0 - \rho_0 (1 - \beta\Delta t) = \rho_0 \beta\Delta t$.

Підставляючи в критерій Ar значення $\Delta\rho = \rho_0 \beta\Delta t$ і скорочуючи ρ_0 , отримаємо вираз нового критерію – **критерію Грасгофа**:

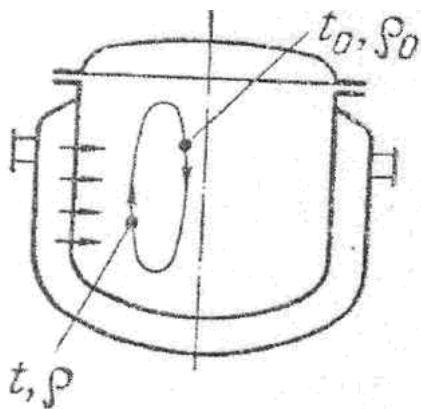


Рис. 1.9. Нагрівання рідини в умовах природної конвекції

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}, \quad (1.37)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини. $1/град$; Δt – різниця температур між стінкою і рідиною (або навпаки), яка визначається різниця густини рідини, $град$, l – визначальний геометричний розмір (для труби її діаметр, для вертикальної пласкої стінки – її висота).

Таким чином, критерій Gr є визначальним критерієм тепловії подібності при природній конвекції, коли рух рідини цілком обумовлений самим процесом теплообміну. Критерій Грасгофа можна розглядати як міру відношення сил тертя до підйомної сили, що визначається різницею густини в різних точках неізотермічного потоку.

Отже, для процесів тепловіддачі при природній конвекції, або вільному русі рідини, узагальнене рівняння тепловіддачі може бути представлене у вигляді:

$$Nu = f\left(Gr, Pr, \frac{l}{d}\right). \quad (1.38)$$

Для газів $Pr \approx 1 = const$, отже, критерій Pr можна виключити з узагальнених рівнянь для визначення коефіцієнта тепловіддачі.

5.2 Дослідні дані з тепловіддачі

Розглянемо розрахункові рівняння для деяких поширених в хімічній технології випадків тепловіддачі, що отримані узагальненням дослідних даних.

А. Тепловіддача без зміни агрегатного стану

Вимушений рух всередині труби

Сталий турбулентний режим

Для сталого турбулентного руху ($Re \geq 10^4$) в прямій трубі узагальнення дослідних даних на основі залежності:

$$Nu = \frac{\alpha d_{екв}}{\lambda} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^p, \quad (1.39)$$

де C, m, n, p – величини, які визначаються дослідним шляхом, дозволило отримати для геометрично подібних труб розрахункове рівняння:

$$Nu_p = 0.023 (Re_p)^{0.8} (Pr_p)^{0.4} \quad (1.40)$$

або у розгорненому вигляді:

$$\frac{\alpha d_{екв}}{\lambda_p} = 0.023 \left(\frac{\omega_{cp} d_{екв}}{\nu_p} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu_p}{\lambda_p} \right)^{0.4}, \quad (1.40,a)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/м^2 К$;

λ – коефіцієнт теплопровідності рідини, $Вт/м К$;

З рівняння (1.40) видно, що при розвиненому турбулентному русі значення α визначається головним чином швидкістю потоку і відповідно – величиною Re , із зростанням якої стає тоншим приграничний шар – область найбільш різкої зміни температури (в ядрі потоку внаслідок перемішування температура практично постійна). Крім того, істотний вплив на тепловіддачу чинять фізичні властивості рідини, що виражаються критерієм Pr .

Рівняння отримане для прямих труб з відношенням довжини до діаметру $l/d > 50$. Для коротших труб значення α зростає. Для них застосовується рівняння (1.40) при введенні в його праву частину множника ε_p , значення якого змінюються в межах 1,02–1,65.

Значення ε_p залежно від l/d наводяться в довідковій і спеціальній літературі. У разі значної зміни фізичних властивостей теплоносіїв в процесі теплообміну розрахунок α слід вести за більш точнішим рівнянням:

$$Nu = 0.021 \cdot Re_p^{0.8} \cdot Pr_p^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}, \quad (1.41)$$

де Pr_{cm} – критерій Прандтля рідини при середній температурі стінки апарата.

При русі в зігнутих трубах (змійовиках) значення α внаслідок додаткової турбулізації потоку в місцях вигину труб декілька зростає в порівнянні з прямими трубами (рівної довжини). Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі в змійовиках α при $Re \geq 10^4$ проводять за рівнянням (1.40) або (1.41) з введенням поправочного коефіцієнта до розрахункової величини α прямих труб:

$$\alpha_R = \alpha \left(1 + 3.54 \frac{d}{D} \right), \quad (1.42)$$

де d – внутрішній діаметр труби змійовика; D – діаметр витка змійовика.

Перехідний режим Для цієї області, що відповідає $2300 < Re_p < 10^4$ поки немає надійних розрахункових залежностей і значення α визначаються за дослідними даними, представленими графічними залежностями. Для наближених розрахунків можна користуватися рівнянням:

$$Nu_p = 0.008 Re_p^{0.9} Pr_p^{0.43}. \quad (1.43)$$

Ламінарний режим. Ламінарний рух зазвичай ускладнюється природною конвекцією, що виникає внаслідок різниці температур по перетину потоку, що враховує критерій Gr . Тепловіддача посилюється за наявності вільного руху рідини, що викликає деяке прискорення потоку особливо помітне у вертикальних трубах при протилежних напрямках вимушеного і вільного руху. В цьому випадку застосовується рівняння:

$$Nu_p = 0.17 \cdot Re_p^{0.33} \cdot Pr_p^{0.43} \cdot Gr_p^{0.1} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (1.44)$$

Вимушений рух зовні труб

Рух в кільцевому каналі. Цей випадок тепловіддачі спостерігається при русі рідини між коаксіальними трубами, наприклад в теплообмінниках типу «труба в трубі»:

$$Nu_p = 0.023 \cdot Re_p^{0.8} \cdot Pr_p^{0.4} \cdot \left(\frac{D_B}{d_3} \right)^{0.45}. \quad (1.45)$$

У рівнянні (1.45) визначальним геометричним розміром є d_3 – зовнішній діаметр малої труби, і D_B – внутрішній діаметр більшої труби (кожуха).

Рух в міжтрубному просторі пучка труб. Тепловіддача при подовжньому обтіканні пучка труб – поширений випадок перенесення тепла в міжтрубному просторі трубчастих апаратів зокрема, кожухотрубчатих

теплообмінників. В цьому випадку коефіцієнти тепловіддачі розраховуються за рівнянням:

$$Nu_p = C(Re_p^{0.6} \cdot Pr_p^{0.23}), \quad (1.46)$$

де $C = 1,16$ або $1,72$ відповідно за відсутності і наявності поперечних (сегментних) перегородок в міжтрубному просторі.

Визначальним геометричним розміром в рівнянні (1.46) є еквівалентний діаметр міжтрубного простору:

$$d_{екв} = \frac{D_B^2 - nd_3^2}{nd_3^2},$$

де n – число трубок в пучку.

Визначальною температурою є середня температура теплоносія. При поперечному обтіканні одиночної труби умови обтікання різні з її лобової та кормового боків. На передній стороні утворюється ламінарний приграничний шар, що лімітує тепловіддачу.

З кормового боку потік відривається від поверхні труби і виникають завихрення, що приводять до інтенсивнішої тепловіддачі в цій зоні. Тоді коефіцієнт тепловіддачі розраховується за рівнянням:

$$Nu_p = 0.59 \cdot Re_p^{0.47} \cdot Pr_p^{0.38} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (1.47)$$

При поперечному обтіканні пучка труб процес тепловіддачі ускладнюється. Характер обтікання залежить від розташування труб в пучку, яке буває шаховим або коридорним (рис. 1.10). Тепловіддача поступово зростає внаслідок посилення турбулентності по напрямку потоку від першого до третього ряду труб в пучку, після чого стабілізується.

Проте перемішування теплоносія при шаховому розташуванні труб інтенсивніше, ніж при коридорному, що обумовлює ефективнішу тепловіддачу. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі α використовують наступні рівняння.

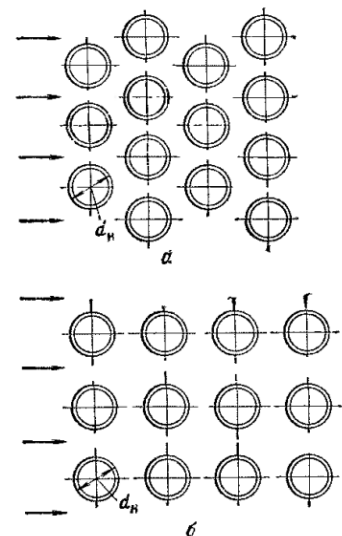


Рис. 1.10 Рух теплоносія при обтіканні трубного пучка: а-шахове розташування труб; б-коридорне розташування труб

Шахове розташування труб $Re > 1000$:

$$Nu_p = \varepsilon_y 0.40 \cdot Re_p^{0.60} \cdot Pr_p^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (1.48)$$

Коридорне розташування труб $Re > 1000$:

$$Nu_p = \varepsilon_y 0.27 \cdot Re_p^{0.63} \cdot Pr_p^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (1.49)$$

При $Re < 1000$ для шахових та коридорних пучків:

$$Nu_p = \varepsilon_y 0.56 \cdot Re_p^{0.5} \cdot Pr_p^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}, \quad (1.50)$$

де $\varepsilon_y = 0.42 - 1.0$ – коефіцієнт, що враховує кут атаки потоку на пучок труб. Визначальною температурою є середня температура рідини, а визначальним розміром – зовнішній діаметр труби d .

Тепловіддача при механічному перемішуванні

Теплообмінні апарати з механічними мішалками широко поширені в хімічній технології. Величини коефіцієнтів тепловіддачі в них залежать від типу теплообмінного пристрою (сорочки, змієвики та ін.), конструкції апарата (з внутрішніми відбивними перегородками і без них), конструкції мішалки і фізичних властивостей середовища, що перемішується. Для апаратів з мішалками, що створюють переважно радіальні потоки рідини (лопатеві і листові мішалки, відкриті турбінні мішалки з вертикальними лопатками), коефіцієнти тепловіддачі можуть бути визначені за рівнянням:

$$Nu_p = C \cdot Re_M^m \cdot Pr_p^n \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_{cm}} \right)^{0.25}, \quad (1.51)$$

де $Re_M = \rho_p \cdot n d_M^2 / \mu_p$ - критерій Рейнольдса, модифікований для мішалок. (d_M – діаметр мішалки, n – число обертів мішалки за 1 с) μ_p – в'язкість середовища, що перемішується, при середній температурі між температурами середовища t_p і стінки апаратури t_{cm} з боку рідини; яка перемішується; μ_{cm} – в'язкість середовища при температурі t_{cm} .

Рівняння (1.51) отримане для апаратів без внутрішніх відбивних перегородок. Значення коефіцієнта C і показників ступеня m і n :

– апарати з сорочками, $m = 0,67$, $n = 0,33$; для лопатевих і листових мішалок $C = 0,4$; для відкритих турбінних мішалок з шістьма вертикальними лопатками $C = 0,68$;

– апарати зі зміювиками: $m = 0,62$, $n=0,33$; для лопатевих і листових мішалок $C = 1,01$; для відкритих турбінних мішалок з шістьма вертикальними лопатками $C = 1,4$.

Для апаратів з мішалками, що створюють переважно радіальні потоки рідини (турбінні мішалки), за наявності в апараті зміювика коефіцієнти тепловіддачі розраховуються за рівнянням:

$$Nu_p = 0.17 \cdot Re_M^{0.67} \cdot Pr_p^{0.37} \cdot \left(\frac{d_M}{D} \right)^{0.1} \left(\frac{d_{mp}}{D} \right)^{0.5}, \quad (1.52)$$

де d_{cm} – зовнішній діаметр труби зміювика; D – внутрішній діаметр апарата. Визначальним геометричним розміром у виразі для Nu_p є діаметр d_{mp} .

Плівкова течія

Якщо теплоносії рухається по вертикальній поверхні у вигляді тонкої плівки, то коефіцієнти тепловіддачі визначаються залежно від режиму перебігу плівки. Для ламінарного режиму ($Re_{nl} < 2300$) маємо:

$$Nu_{nl} = C \cdot Re_{nl}^{0.11} \cdot Pr_p^{0.33} \cdot \left(\frac{\delta_{прив}}{h} \right)^{0.33}, \quad (1.53)$$

де $Nu_{nl} = \frac{\alpha \cdot \delta_{прив}}{\lambda_p}$ – модифікований критерій Нусельта для плівки;

$Re_{nl} = 4\Gamma/\mu_p$ – модифікований критерій Рейнольдса для плівки; h – висота вертикальної поверхні.

У виразі для критерію Re_{nl} величина Γ – лінійна густина зрошування, а $\delta_{прив}$ – приведена товщина плівки.

Для турбулентного режиму ($Re_{nl} > 2300$) маємо:

$$Nu_{nl} = 0.01 \cdot Re_{nl}^{0.33} \cdot Pr_p^{0.33}. \quad (1.54)$$

Визначальною температурою в рівняннях є середня температура плівки, рівна $(t_p + t_{cm})/2$, де t_{cm} – температура стінки з боку теплоносія.

При стіканні плівки теплоносія по горизонтальних трубах, розташованих одна над одною (відношення кроку s між трубами по вертикалі до зовнішнього діаметру труби $s/d=1,7-2$), тепловіддача визначається за рівнянням:

$$Nu_{nl} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot Re_{nl}^{0.33} \cdot Pr_p^{0.33}. \quad (1.55)$$

Вільний рух (природна конвекція)

При вільному русі більш нагріті частинки, що мають меншу густину, піднімаються догори; їх змінюють холодніші частинки, які опускаються вниз. В результаті виникають конвекційні струми теплоносія в робочому об'ємі апарата, який можна розглядати як необмежений простір.

В даному випадку тепловіддача залежить від форми і розмірів твердої поверхні нагріву (або охолодження), температури цієї поверхні, температури рідини, коефіцієнта об'ємного розширення та інших її фізичних властивостей (λ , α , ν , ρ), а також від прискорення сили тяжіння. Разом з тим швидкість руху рідини не робить вплив на тепловіддачу, оскільки вона є функцією незалежних змінних, вказаних вище. Тому критерій Рейнольдса виключається з узагальненого рівняння тепловіддачі при природній конвекції, в якому визначальними критеріями подібності є критерії Gr і Pr . Відповідно, узагальнене рівняння для α виражається функцією:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n. \quad (1.56)$$

Значення коефіцієнт C і показника ступеня n залежать від режиму руху рідини, визначальною температурою твердої поверхні, різницею температур між нею і рідким середовищем, а також густиною теплового потоку. Числові значення C і n для різних режимів процесу такі:

Режим	C	n
Ламінарний ($Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^2$)	1.18	0.125
Перехідний ($Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$)..	0.54	0.25
Турбулентний ($Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$)	0.135	0.33

Визначальним геометричним розміром в рівнянні (1.56) є висота h вертикальної поверхні або внутрішній діаметр труби $d_{вн}$, за визначальну температуру приймають середню температуру приграничного шару $t = (t_{cm} + t_p)/2$.

Б. Тепловіддача при зміні агрегатного стану

Конденсація пари

У хімічній апаратурі тепловіддача від пари, що конденсується, здійснюється, як правило, в умовах плівкової конденсації. При плівковій конденсації термічний опір практично повністю зосереджений в плівці конденсату, температура якої з боку стінки приймається рівній температурі стінки t_{cm} , а з боку пари – температурі насичення t_n пари (рис. 1.11). В порівнянні з термічним опором плівки відповідний опір парової фази нехтується. Режим перебігу плівки є функцією критерію Рейнольдса: із

збільшенням товщини плівки ламінарна течія плівки, що має гладку поверхню, переходить в хвилову, а потім стає турбулентною. Узагальнене рівняння для визначення коефіцієнту тепловіддачі пари, що конденсується, має вигляд:

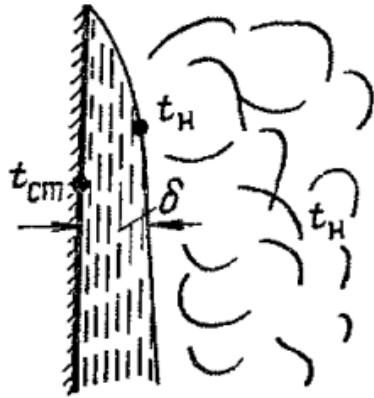


Рис. 1.11. Розподіл температур в плівці конденсату

$$Nu = f(Ga, Pr, K), \quad (1.57)$$

причому на основі обробки дослідних даних цю функцію можна представити рівнянням:

$$Nu = C(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0.25}, \quad (1.58)$$

де $K = \frac{r}{C_p \Delta t}$ критерій; що характеризує зміну

агрегатного стану або критерій конденсації, r – теплота конденсації, C_p – теплоємність конденсату: $\Delta t = t_p - t_{cm}$.

Критерій K слід розглядати як міру відношення теплового потоку, що витрачається на фазове перетворення, до теплоти перегріву або переохолодження фази при температурі її насичення.

При плівковій конденсації лімітуючою тепловіддачі є товщина плівки конденсату. Швидкість же пари при $Re_{nl} < 100$ зазвичай не досягає величини достатньої для зриву плівки, і в умови однозначності не входить, тоді коефіцієнт тепловіддачі розраховується за узагальненим рівнянням як для вертикальної так і горизонтальної поверхні.

$$\alpha_K = C \cdot 4 \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 \cdot \rho_p^2 \cdot g \cdot r}{\mu_p \cdot l \cdot \Delta t}}, \quad (1.59)$$

де l – визначальний геометричний розмір; λ , ρ_p , μ_p – фізичні властивості конденсату при $t_{конд}$.

Конденсація пари на вертикальній поверхні. Величину температурного натиску $\Delta t = t_p - t_{cm}$ в рівнянні (1.59) практично важко визначити. Зручніше визначити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації на вертикальній поверхні за рівнянням (при $Re_{nl} < 100$):

$$\alpha = 3.78 \cdot \lambda_p \sqrt[3]{\rho_p^2 \cdot d_3 \cdot n / \mu_p \cdot G_1}, \quad (1.60)$$

d_3 – зовнішній діаметр труби; n – кількість труб; G_1 – витрата гріючої пари.

При $Re_{nl} > 100$ перебіг плівки конденсату переходить в турбулентне в нижній частині вертикальної труби, а потім по всій довжині труби. Розрахункові формули для визначення α в цих випадках, а також залежно від напрямку руху потоку пари (вгору або вниз), наводяться в спеціальній і довідковій літературі.

Конденсація пари на горизонтальній поверхні. При ламінарному стіканні плівки конденсату ($Re_{пл} < 100$) коефіцієнт тепловіддачі α при горизонтальному розміщенні труб розраховують за рівнянням:

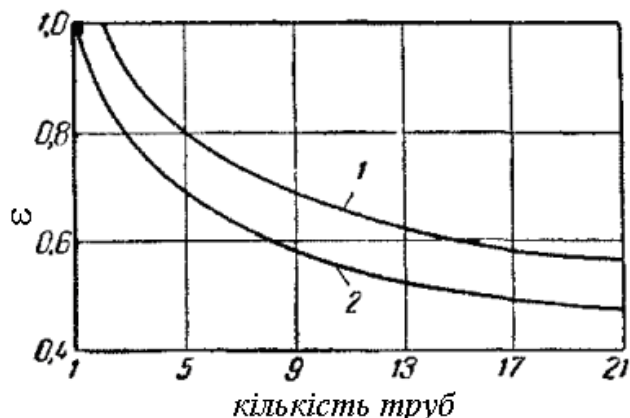


Рис. 1.12. Значення усередненого поправочного коефіцієнта ε при різному розміщенні труб в пучку: 1 – шахове розташування; 2 – коридорне розташування

$$\alpha = 2.08 \cdot \lambda_p \cdot \varepsilon \cdot \sqrt[3]{\rho_p^2 \cdot l \cdot n / \mu_p \cdot G_1}, \quad (1.61)$$

де l – довжина труб; n – кількість труб; ε – коефіцієнт, що залежить від кількості труб, при $n \leq 100$, $\varepsilon = 0,7$ при $n > 100$; $\varepsilon = 0,6$. Усереднене значення ε при різному розміщенні труб представлено на рис. 1.12. Коефіцієнти тепловіддачі α при плівковій конденсації водяної пари змінюються в межах $(7 \div 12) \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Кипіння рідин

Тепловіддача при кипінні часто зустрічається в хімічній технології (у випарних, ректифікаційних, холодильних установках та ін.). Цей процес відрізняється складним механізмом. При нагріві до температури кипіння приграничний шар рідини у стінки порушується – на найдрібніших нерівностях стінки, утворюються бульбашки пари. Величина, форма і число бульбашок залежать від кількості тепла, що підводиться, шорсткості і чистоти поверхні нагріву, а також від здатності рідини змочувати цю поверхню.

Процес перенесення тепла при кипінні складається з віддачі тепла рідини стінкою, передачі тепла внутрішній поверхні бульбашки у вигляді теплоти випаровування. При цьому долається термічний опір тонкого приграничного шару рідини на межі бульбашки-рідина, який має температуру вище за температуру бульбашки. Інтенсивність утворення бульбашок зростає до деякої межі із збільшенням різниці температури між стінкою і киплячою рідиною $\Delta t = t_{ст} - t_{кун}$. Із зростанням Δt збільшується густина теплового потоку q , тобто кількість тепла, переданого рідині в одиницю часу одиницею поверхні стінки. Цій області на рис. 1.13 відповідає режим бульбашкового, або ядерного кипіння, що характеризується високою інтенсивністю тепловіддачі. Проте при подальшому збільшенні Δt число центрів пароутворення зростає настільки, що відбувається злиття бульбашок пари. При цьому зменшується густина потоку води та значне падіння величини α .

Відповідний режим, що зображено правою нижньою гілкою кривої $\alpha = f(\Delta t)$, на рис. 1.13 носить назву плівкового кипіння. У точці переходу від ядерного до плівкового кипіння досягаються максимальні (критичні) значення α і q , що встановлюються експериментально. Щоб уникнути перегріву стінок і запобігання переходу до плівкового режиму кипіння кип'ятильники працюють при питомих теплових навантаженнях, менших критичних. Так, наприклад, при випаровуванні, води і слабих водних розчинів рекомендуються питомі теплові

навантаження q що не перевищують $9,4 \cdot 10^4$ Вт/м².

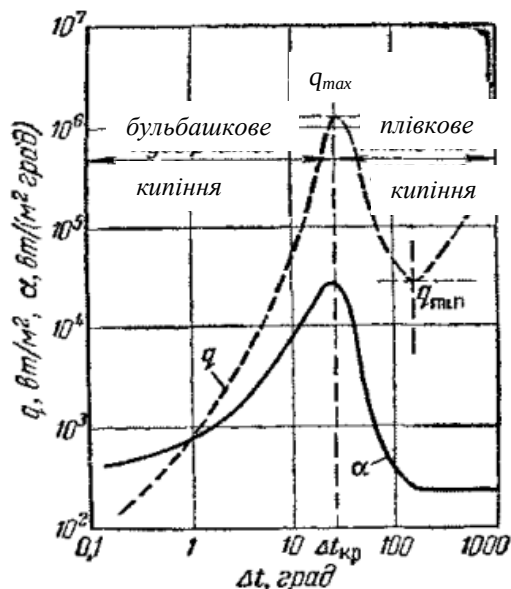


Рис. 1.13. Залежність α і q від Δt для киплячої води при $p=1$ ат (10,1–104 Н/м²)

Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні є складною функцією багатьох змінних, їх залежність від різних чинників ще недостатньо вивчена. Для бульбашкового (ядерного) кипіння при природній конвекції у великому об'ємі рідин, які змочують поверхню величина коефіцієнта тепловіддачі може бути визначена з рівнянь:

$$\alpha = A \cdot q^{0,7} \quad (1.62)$$

або

$$\alpha = A^{3.33} \cdot \Delta t^{2.33}, \quad (1.62,a)$$

де

$$A = 7.77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_n r}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0.033} \left(\frac{\rho_p}{\sigma} \right)^{0.333} \frac{\lambda_p^{0.75}}{\mu_p^{0.45} c_p^{0.117} T_{нас}}, \quad (1.63)$$

де ρ_n , ρ_p – відповідно густини пари і рідини, кг/м³; r – теплота пароутворення, Дж/кг; σ – поверхневий натяг, Н/м, λ_p – теплопровідність, Вт/(м·К); μ_p – в'язкість рідини, Па·с; C_p – питома теплоємність рідини, Дж/(кг·К); $T_{нас}$ – температура насичення, К.

При бульбашковому кипінні чистих рідин і розчинів у вертикальних кип'ятильних трубках у великому об'ємі в умовах природної циркуляції при оптимальному рівні киплячої рідини застосовується рівняння:

$$\alpha = A \cdot q^{0,6}, \quad (1.64)$$

де

$$A = 780 \frac{\lambda_p^{1.3} \cdot \rho_p^{0.5} \cdot \rho_n^{0.06}}{\sigma^{0.5} r^{0.6} \rho_0^{0.66} c_p^{0.3} \mu_p^{0.3}}. \quad (1.65)$$

Значення та розмірність, що входять в рівняння (1.63) та (1.65) аналогічні.

Орієнтовні чисельні значення коефіцієнтів тепловіддачі

В табл. 1.1 наводяться орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі в промислових теплообмінних пристроях.

5.3. Складна тепловіддача

Як вказувалося, на практиці тепло передається одночасно шляхом трьох видів передачі – конвекцією, теплопровідністю і тепловим випромінюванням.

Таблиця 1.1

Назва процесу, теплоносій	α , Вт/м ² ·К
При нагріванні та охолодженні:	
– повітря	1,16–58
– перегрітої пари	23,2–116
– масел	58–1740
– води	232–11600
При кипінні води	580–52200
При плівковій конденсації водяної пари	4640–17400
При конденсації пари органічних речовин	580–2320

Якщо теплообмін відбувається між твердою стінкою і газоподібним середовищем, наприклад повітрям, то тепло передається спільно конвекцією і випромінюванням.

Подібні процеси перенесення тепла носять назву складної тепловіддачі. Типовим прикладом складної тепловіддачі є втрати тепла стінками апаратів в навколишнє середовище. Кількість тепла Q_{ϵ} , що віддається стінкою тільки шляхом теплового випромінювання, в загальному вигляді визначається рівнянням 1.23. Приймаючи $\tau = 1$ і $\varphi = 1$ та ϵ_{np} - приведена ступінь чорноти стінки враховуючи, що $C_{1-2} = C_0\epsilon_{np} = 5,67 \cdot \epsilon_{np}$ отримаємо:

$$Q_{\epsilon} = 5.67 \epsilon_{np} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.66)$$

Помноживши і розділивши праву частину рівняння на $t_{cm} - t_p$ приведемо його до вигляду:

$$Q_{\epsilon} = \alpha_{\epsilon} F (t_{cm} - t_p), \quad (1.67)$$

де α_{ϵ} виражається рівнянням:

$$\alpha_{\epsilon} = \frac{5.67 \epsilon_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_{cm} - t_p}. \quad (1.68)$$

Величина α_{ϵ} є коефіцієнтом тепловіддачі випромінюванням, який показує, яка кількість тепла віддається навколишньому середовищу за допомогою теплового випромінювання стінкою поверхнею 1 м за 1 с при різниці температур між стінкою і середовищем 1 град.

Сумарна віддача тепла стінкою шляхом конвекції Q_k і теплового випромінювання Q_{ϵ} складає:

$$Q_k + Q_{\epsilon} = \alpha_k F(t_{cm} - t_p) + \alpha_{\epsilon} F(t_{cm} - t_p) = (\alpha_k + \alpha_{\epsilon}) F(t_{cm} - t_p) \quad (1.69)$$

де α_k – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією.

Позначивши сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням $(\alpha_k + \alpha_{\epsilon}) = \alpha_{заг}$ отримаємо:

$$Q = \alpha_{заг} F(t_{cm} - t_p). \quad (1.70)$$

У інженерних розрахунках $\alpha_{заг}$ часто визначають приблизно за емпіричним рівнянням. Так, при розрахунках кількості тепла, що втрачається зовнішньою поверхнею апаратів в навколишнє середовище для закритих приміщень $\alpha_{заг}$ можна знайти за рівнянням:

$$\alpha_{заг} = 9,3 + 0,058 t_{cm.зов}, \quad (1.71)$$

де $t_{cm.зов}$ – температура зовнішньої поверхні стінки апарата.

Рівняння (1.71) застосовується при $t_{cm.зов} = 50-350^{\circ}\text{C}$.

Для зменшення втрат тепла в навколишнє середовище апарати і трубопроводи покривають тепловою ізоляцією.

6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

6.1. Теплопередача при постійних температурах теплоносіїв

Пласка стінка. Визначаємо кількість тепла, яке передається в одиницю часу від більш нагрітого середовища (теплоносія з температурою t_1) до менш нагрітого середовища (теплоносія з температурою t_2) через стінку, що розділяє їх. Стінка (рис. 1.14) складається з двох шарів δ_1 та δ_2 з різною теплопровідністю λ_1 та λ_2 , поверхня стінки F . Процес теплообміну сталий. Отже, від більш нагрітого середовища до стінки, крізь стінку від стінки до менш нагрітого середовища за однаковий час передається одна і та ж кількість

тепла. Кількість тепла, що передається за час τ від більш нагрітого середовища до стінки, за рівнянням тепловіддачі складає:

$$Q' = \alpha_1 F (t_1 - t_{cm1}).$$

Кількість тепла, що проходить шляхом теплопровідності через шари стінки, згідно з рівнянням (1.11) дорівнює:

$$Q' = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F \tau (t_{cm1} - t'_{cm}) \quad Q' = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F \tau (t'_{cm} - t_{cm2}).$$

Кількість тепла, що віддається стінкою менш нагрітому середовищу:

$$Q' = \alpha F (t_{cm2} - t_2).$$

Отримані вирази для Q' можуть бути представлені у вигляді:

$$\begin{aligned} Q' \frac{1}{\alpha_1} &= F \tau (t_1 - t_{cm1}) & Q' \frac{\delta_1}{\lambda_1} &= F \tau (t_{cm1} - t'_{cm}), \\ Q' \frac{\delta_2}{\lambda_2} &= F \tau (t'_{cm} - t_{cm2}) & Q' \frac{1}{\alpha_2} &= F \tau (t_{cm2} - t_2). \end{aligned}$$

Склавши ці рівняння, отримаємо:

$$Q' \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = F \tau (t_1 - t_2)$$

або

$$Q' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F \tau (t_1 - t_2). \quad (1.72)$$

Відповідно, при $\tau = 1$

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F (t_1 - t_2). \quad (1.72,a)$$

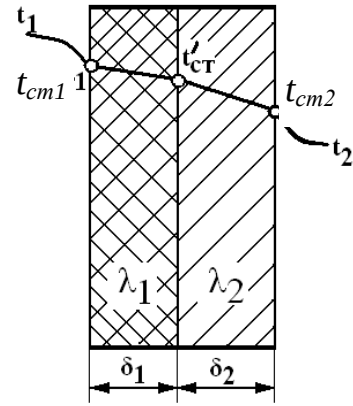


Рис. 1.14. До висновку рівняння теплопередачі через плоску стінку

Перший множник правої частини рівнянь (1.72) і (1.72,а) називається **коефіцієнтом теплопередачі**:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.73)$$

Відповідно до рівняння теплопередачі для пласкої стінки для періодичних процесів при постійних температурах має вигляд:

$$Q' = KF\tau(t_1 - t_2) \quad (1.74)$$

і для безперервних процесів:

$$Q' = KF(t_1 - t_2). \quad (1.74,а)$$

Згідно з рівнянням (1.74) одиниця вимірювання коефіцієнта теплопередачі:

$$[K] = \frac{Q}{F\tau(t_1 - t_2)} = \frac{\text{дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}} = \frac{\text{вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

Таким чином, **коефіцієнт теплопередачі K** показує, яка кількість тепла переходить в одиницю часу від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія через стінку, що їх розділяє, поверхнею 1 м^2 при різниці температур між теплоносіями 1 град .

Величина, зворотна K , називається **загальним термічним опором**. З рівняння (1.73) виходить, що загальний термічний опір:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (1.75)$$

де $1/\alpha_1$ і $1/\alpha_2$ – термічний опір більш нагрітого і менш нагрітого середовища відповідно;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ – термічний опір багатошарової стінки.

Термічні опори окремих шарів багатошарової стінки можуть значно відрізнятися за величиною, і одне з них, відповідне шару з теплопровідністю, значно нижчою, ніж теплопровідність інших шарів, є визначальним.

При теплопередачі через чисту металеву стінку (без забруднень) і теплової ізоляції) термічний опір стінки невеликий і в першому наближенні їм можна нехтувати, прийнявши:

$$K \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.75,a)$$

Якщо значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 значно відрізняються один від одного, наприклад $\alpha_1 > \alpha_2$, то $1/\alpha_2$ у багато разів більше і величина K практично визначається значенням α_2 . В цьому випадку:

$$K \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2}} = \alpha_2. \quad (1.75,b)$$

На підставі рівняння (1.75) можна зробити деякі висновки про можливість інтенсифікації процесів теплопередачі. Для збільшення K і відповідно теплового навантаження Q для даного теплообмінного апарата слід збільшувати менший з коефіцієнтів тепловіддачі, оскільки величина K завжди менше найменшого з коефіцієнтів тепловіддачі. Це може бути досягнуто, наприклад, збільшенням швидкості теплоносія з меншим α або іншими способами. Якщо складові термічні опори різні за величиною, то для інтенсифікації теплопередачі слід зменшувати найбільше з них. При цьому ефект, що досягається, тим більше, чим значніше цей опір перевищує інші.

Так, наприклад, якщо визначальним є термічний опір шару забруднень на стінці апарата, то збільшити теплопередачу можна шляхом зменшення товщини шару за рахунок, наприклад, періодичного очищення поверхні нагріву.

Циліндрична стінка. Цей випадок теплопередачі має істотне практичне значення в зв'язку з тим, що в хімічній технології передача тепла часто відбувається через поверхні труб. Припустимо, що в середині труби знаходиться більш нагрітий теплоносій з температурою t_1 і коефіцієнт тепловіддачі від нього до внутрішньої поверхні циліндрової стінки α_1 (рис. 1.5), а зовні труби – холодніший теплоносій, що має температуру t_2 . Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки до холоднішого теплоносія – α_2 . Кількість тепла, що передається від більш нагрітого теплоносія до стінки, складає:

$$Q = \alpha_g F_g \tau (t_1 - t_{cm1}) = \alpha_g \cdot 2\pi r_g \cdot L \cdot \tau \cdot (t_1 - t_{cm1}).$$

Кількість тепла, що проходить крізь стінку шляхом теплопровідності знаходимо відповідно до рівняння (1.13):

$$Q = \frac{\lambda \cdot 2\pi L \tau (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{\lambda} 2.3 \lg \frac{r_3}{r_g}}.$$

Кількість тепла від стінки до більш холодного теплоносія:

$$Q = \alpha_3 F_3 \tau (t_{cm2} - t_2) = \alpha_3 \cdot 2\pi r_3 \cdot L \cdot \tau \cdot (t_{cm2} - t_2).$$

Наведені вище рівняння можуть бути представлені у вигляді:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{1}{\alpha_6 r_6} = 2\pi L \tau (t_1 - t_{cm1}), \\ Q \frac{1}{\lambda} 2.3lg \frac{r_3}{r_6} &= \lambda \cdot 2\pi L \tau (t_{cm1} - t_{cm2}), \\ Q &= \frac{1}{\alpha_3 r_3} = 2\pi L \tau (t_{cm2} - t_2). \end{aligned}$$

Склавши ці рівняння отримаємо:

$$Q \left(\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\lambda} 2.3lg \frac{r_3}{r_6} + \frac{1}{\alpha_3 r_3} \right) = 2\pi L \tau (t_1 - t_2).$$

Звідки

$$Q = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\lambda} 2.3lg \frac{r_3}{r_6} + \frac{1}{\alpha_3 r_3} \right)} \cdot 2\pi L \tau (t_1 - t_2). \quad (1.76)$$

При теплопередачі через циліндричну стінку зазвичай визначають кількість тепла, яка передається через одиницю довжини труби. Приймаючи $L=1$, виражаємо рівняння (1.76) таким чином:

$$Q = K_R 2\pi \tau (t_1 - t_2), \quad (1.77)$$

де K_R – величина, що виражається рівнянням:

$$K_R = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\lambda} 2.3lg \frac{r_3}{r_6} + \frac{1}{\alpha_3 r_3}}. \quad (1.77,a)$$

На відміну від K величина K_R є лінійним коефіцієнтом теплопередачі, віднесеним до одиниці довжини труби, а не до одиниці її поверхні. Відповідно розмірність K_R , відрізняється від розмірності K .

На практиці рівняння (1.77,a) застосовують тільки для товстостінних циліндричних стінок, наприклад трубопроводів, покритих шаром теплової ізоляції.

Для труб з тонкими стінками розрахунок теплопередачі можна вести приблизно – як для пласкої стінки, що має товщину, рівну на піврізниці зовнішнього і внутрішнього діаметрів даної труби. Нехтувати кривизною стінки труби, зводячи завдання приблизно до розрахунку пласкої стінки, можна при відношенні товщини стінки δ до внутрішнього діаметру труби $d_{вн}$, що не перевищує $\delta < d_{вн} = 0,3-0,4$. При великих значеннях цього відношення слід вести розрахунок за точним рівнянням (1.77,а).

Позначимо поверхню теплообміну пласкої стінки через $F_{пл.ст.}$.

Тоді

$$Q = KF_{пл.ст.} \tau(t_1 - t_2) = K\pi d_p L \tau(t_1 - t_2), \quad (1.78)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для пласкої стінки, який визначається за рівнянням (1.75), в яке підставляється величина $\delta = 0,5(d_3 - d_6)$; d_p – розрахунковий діаметр труби.

В якості розрахункового діаметру приймають діаметр тієї поверхні циліндрової стінки, з боку якої α значно менше, ніж з протилежної, або середній діаметр $d_{ср}$, якщо коефіцієнти тепловіддачі з обох боків стінки близькі за величиною.

6.2. Теплопередача при змінних температурах теплоносіїв

Процеси теплопередачі при постійних температурах (як у разі пласкої, так і циліндровою стінок) поширені відносно мало. Такі процеси протікають, наприклад, в тому випадку, якщо з одного боку стінки конденсується пара, а з іншої – кипить рідина. Найчастіше теплопередача в промисловій апаратурі протікає при змінних температурах теплоносіїв.

Температури теплоносіїв зазвичай змінюються вздовж поверхні F стінки, що розділяє їх. При цьому температури теплоносіїв можуть залишатися постійними в часі і виражатися залежністю $t = f(F)$, що характеризує сталі процеси теплообміну. При несталих процесах теплообміну можливі два випадки:

– температури в кожній точці поверхні стінки змінюються тільки в часі, тобто вони є однозначною функцією часу $[t = \varphi'(\tau)]$ такий випадок можливий, наприклад, при обігріві добре перемішаної рідини через стінку насиченою водяною парою;

– температури теплоносіїв змінюються і в часі, і уздовж поверхні теплообміну $[t = \varphi''(\tau, F)]$ Теплопередача при змінних температурах залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв. У безперервних процесах теплообміну можливі наступні варіанти напрямку руху рідин один щодо одного уздовж стінки, що розділяє їх:

1) паралельна течія, або прямоток (рис. 1.15,а), при якому теплоносії рухаються в одному і тому ж напрямку;

2) протитечія (рис. 1.15,б), при якому теплоносії рухаються в протилежних напрямках;

3) перехресна течія (рис. 1.15,в), при якому теплоносії рухаються взаємно перпендикулярно один одному;

4) змішана течія, при якому один з теплоносіїв рухається в одному напрямі, а інший як прямотечією, так і протитечією до першого. При цьому розрізняють простий, або одноразовий, змішаний струм (рис. 1.15,г) і багатократну змішану течію (рис. 1.15,д).

Рушійна сила процесів теплопередачі при змінних температурах змінюється залежно від виду взаємного напрямку руху теплоносіїв. Тому вираз середньої рушійної сили в загальному рівнянні теплопередачі також залежатиме від відносного напрямку руху теплоносіїв і характеру організації процесу теплопередачі (безперервний або періодичний).

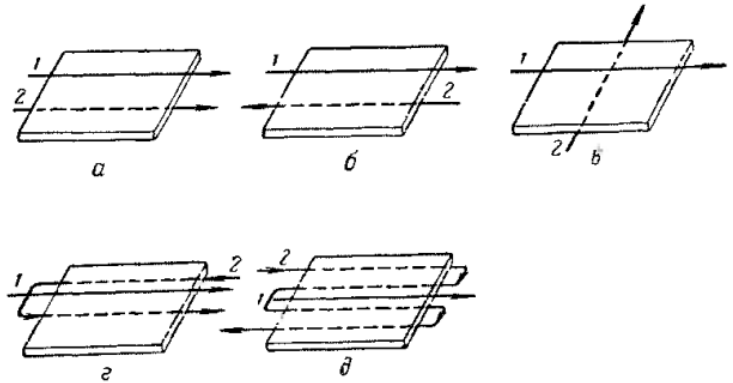


Рис. 1.15. Схеми напрямку руху рідин 1 і 2 при теплообміні: а) прямотечія; б) протитечія; в) перехресна течія; г) одноразова змішана течія; д) багатократна змішана течія

Рівняння теплопередачі при прямотечії і протитечії теплоносіїв. Нехай з одного боку стінки (рис. 1.16) рухається G_1 , кг/с більш нагрітого теплоносія, що має теплоємність C , дж/(град·кг).

З другого боку стінки в тому ж напрямі рухається G_2 кг/с холоднішого теплоносія з теплоємністю C_2 дж/(град·кг). Допустимо, що теплоємності постійні і теплообмін відбувається між теплоносіями, що рухаються прямотечією, тільки через стінку, що розділяє їх (поверхнею F).

Процес теплопередачі є сталим, або безперервним. В процесі протікання теплоносіїв вздовж стінки їх температури будуть змінюватись внаслідок теплообміну. Відповідно змінюватиметься і різниця температур Δt між теплоносіями. На елементі поверхні теплообміну dF (рис. 1.16) більш нагрітий теплоносієм охолоджується на $dt/\text{град}$, а холодніший нагрівається.

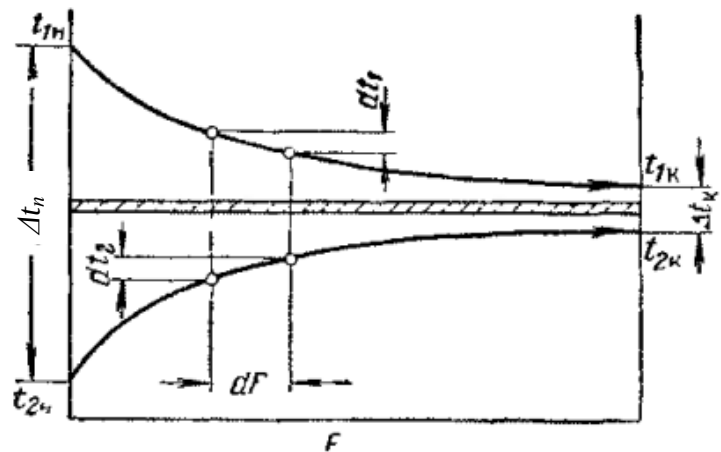


Рис. 1.16. Змінна температури теплоносіїв при русі рідин прямотечією

Рівняння теплового балансу для елемента поверхні dF має вигляд:

$$dQ = G_1 C_1 (-dt_1) = G_2 C_2 dt_2$$

або

$$dQ = W_1 (-dt_1) = W_2 dt_2,$$

де W_1 , і W_2 – водяні еквіваленти теплоносіїв, $\text{дж}/(\text{с}\cdot\text{град})$.

Знак «мінус» вказує на охолодження більш нагрітого теплоносія в процесі теплообміну.

Отже

$$-dt_1 = \frac{dQ}{W_1} \quad \text{і} \quad dt_2 = \frac{dQ}{W_2}.$$

Склавши ці вирази і позначивши $1/W_1 + 1/W_2 = m$, отримаємо:

$$d(t_1 - t_2) = -dQ \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) = -dQm$$

або

$$d\Delta t = -dQm.$$

Разом з тим $dQ = KdF\Delta t$, тому

$$d\Delta t = -KdF\Delta tm.$$

Розділяємо змінні та інтегруємо отриманий вираз в межах зміни Δt уздовж всієї поверхні теплообміну від $t_{1n} - t_{2n} = \Delta t_n$ до $t_{1k} - t_{2k} = \Delta t_k$ і dF – від 0 до F . При цьому приймаємо коефіцієнт теплопередачі K величиною постійною. Тоді

$$\int_{\Delta t_n}^{\Delta t_k} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mK \int_0^F dF$$

або

$$\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_n} = -mKF, \quad (A)$$

де Δt_n – початкова різниця температур (на одному кінці теплообмінника); Δt_k – кінцева різниця температур (на протилежному кінці теплообмінника).

Рівняння теплового балансу для всієї поверхні теплообміну:

$$Q = W_1(t_{1n} - t_{1k}) = W_2(t_{2k} - t_{2n}).$$

Звідки

$$m = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} = \frac{t_{1n} - t_{1k} + t_{2k} - t_{2n}}{Q} = \frac{(t_{1n} - t_{2n}) - (t_{1k} - t_{2k})}{Q} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{Q}.$$

Підставивши значення m в рівняння (А), отримаємо:

$$\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_n} = -K \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{Q} F,$$

звідки знаходимо:

$$Q = KF \frac{(t_{1n} - t_{2n}) - (t_{1k} - t_{2k})}{\ln \frac{(t_{1n} - t_{2n})}{(t_{1k} - t_{2k})}} = KF \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}. \quad (1.79)$$

Зіставляючи вираз для Q , отриманий при постійних значеннях K , W_1 і W_2 вздовж поверхні теплообміну, з основним рівнянням теплопередачі, робимо висновок, що середня рушійна сила або *середній температурний напір* є середньою логарифмічною різницею температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2.3 \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}. \quad (1.80)$$

Рівняння (1.79) є рівнянням теплопередачі при проточній теплоносіїв. За допомогою рівняння (1.79) по заданому тепловому навантаженню Q і відомих початкових і кінцевих температурах теплоносіїв визначається основна розрахункова величина – поверхня теплообміну.

З рівняння (А) виходить, що

$$\Delta t_k = \Delta t_n e^{-mKF}. \quad (1.81)$$

Отже, при проточній температурі теплоносіїв змінюються за асимптотичними кривими. Якби температури теплоносіїв змінювалися прямолінійно вздовж поверхні теплообміну, то середній температурний напір виражався б середньоарифметичною різницею температур.

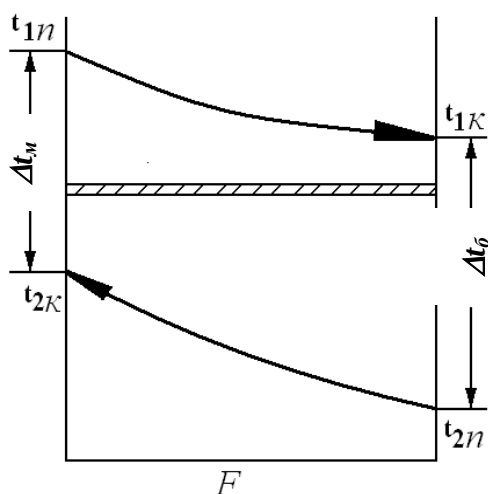
При відношенні різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} < 2$ можна з достатньою для технічних розрахунків точністю визначати середній температурний напір як середньоарифметичну величину:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}. \quad (1.82)$$

Шляхом міркувань, аналогічних наведених вище, може бути отримане рівняння теплопередачі для протитечії рідин, аналогічне рівнянню (1.79).

Проте при протитечії теплоносіїв (рис. 1.17) рівняння теплопередачі має вигляд:

$$Q = KF \frac{(t_{1k} - t_{2n}) - (t_{1n} - t_{2k})}{2.3 \lg \frac{t_{1k} - t_{2n}}{t_{1n} - t_{2k}}} = KF \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}. \quad (1.83)$$



Величина Δt_{δ} є різницею температур на тому кінці теплообмінника, де вона більша; Δt_m – менша різниця температур на протилежному кінці теплообмінника.

В загальному вигляді рівняння (1.79) та (1.83) можна представити у вигляді:

$$Q = KF \Delta t_{cp}. \quad (1.83,a)$$

Рис. 1.17. Змінна температури теплоносіїв при русі рідин протитечією

Вибір взаємного напрямку руху теплоносіїв. Правильний вибір взаємного напрямку руху теплоносіїв має істотне значення для найбільш економічного наведення процесів теплообміну. Для порівняльної оцінки прямотечії і протитечії порівнюємо ці види взаємного напрямку руху теплоносіїв з погляду витрати теплоносіїв і середньої різниці температур. У разі прямотечії (рис. 1.16) кінцева температура холоднішого теплоносія t_{2k} не може бути вище за кінцеву температуру більш нагрітого теплоносія t_{1k} . Практично для здійснення процесу теплообміну на виході з теплообмінника повинна бути деяка різниця температур $\Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}$.

При протитечії холодніший теплоносій з тією ж початковою температурою t_{2n} , що і при прямотечії може нагрітися до вищої температури t_{2k} , близькою до початкової температури t_{1n} більш нагрітого теплоносія. Це дозволяє скоротити витрату холоднішого теплоносія, але одночасно приводить

до деякого зменшення середньої різниці температур і відповідно – до збільшення необхідної поверхні теплообміну при протитечії в порівнянні з прямотечією; проте економічний ефект, що досягається унаслідок зменшення витрати теплоносія при протитечії, перевищує додаткові витрати, пов'язані із збільшенням розмірів теплообмінника. Звідси витікає, що застосування протитечії при теплообміні економічніше, ніж при прямотечії.

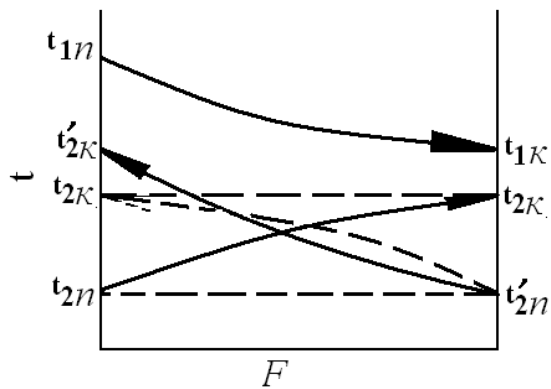


Рис. 1.18. Порівняння прямотечії і протитечії теплоносіїв

Тепер порівняємо протитечію з прямотечією при однакових початкових і кінцевих температурах теплоносіїв. Зміна температури холоднішого теплоносія наведена на (рис.1.18) пунктиром. Розрахунки показують, що в даному випадку середня різниця температур при протитечії буде більша, ніж при прямотечії, а витрата теплоносіїв однакова.

Отже, швидкість теплообміну при протитечії буде більша, що і зумовлює перевагу протитечії перед прямотечією.

Разом з тим в окремих випадках вибір напрямку руху теплоносіїв прямотечією зумовлено технологічними міркуваннями, у барабанних сушарках висушуваний матеріал і агент, що гріє (топкові гази, нагріте повітря) направляють паралельним напрямком з тим, щоб не піддавати перегріву висушений матеріал та щоб уникнути його окиснення, осмолення і т.д.

Вказані вище переваги протитечії відносяться до процесів теплообміну без зміни агрегатного стану теплоносіїв. Якщо температура одного з теплоносіїв (наприклад, насиченої пари, що конденсується) залишається постійною у вздовж поверхні теплообміну, а температура теплоносія по іншу сторону стінки змінюється або обидва теплоносії мають постійні температури, що не змінюються в часі і уздовж поверхні теплообміну, то напрям руху теплоносіїв не робить впливу на різниці їх температур, середню різницю температур і витрати теплоносіїв.

6.3. Визначення температури стінок

Як видно з попереднього, у ряді випадків визначення коефіцієнта тепловіддачі α неможливо без знання температури більш нагрітої поверхні стінки (t_{cm1}) або температури менш нагрітої її поверхні (t_{cm2}).

Температуру стінки знаходять методом послідовних наближень: задавши довільно цією температурою, визначають α розраховують К за формулою (1.73), а потім, за формулами, що наводяться нижче, перевіряють відповідність розрахованої величини (t_{cm}) із заздалегідь прийнятою; розрахунок повторюють до близького збігу розрахованою і прийнятою значень (t_{cm}).

Розрахунок (t_{cm1}) і (t_{cm2}) проводять входячи з рівнянь тепловіддачі і теплопередачі.

Кількість тепла, що віддається гарячим теплоносієм:

$$Q = \alpha_1 F \tau (t_1 - t_{cm1}), \quad (1.84)$$

де F – поверхня теплообміну; t_1 – температура гарячого теплоносія. Кількість тепла, що отримується холодним теплоносієм:

$$Q = \alpha_2 F \tau (t_{cm2} - t_2), \quad (1.85)$$

де t_2 – температура холодного теплоносія.

З цих рівнянь тепловіддачі знаходимо:

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 F}, \quad (1.86)$$

$$t_{cm2} = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 F}. \quad (1.87)$$

Згідно з загальним рівнянням теплопередачі:

$$Q = KF \Delta t_{cp}, \quad (1.88)$$

де Δt_{cp} – середня різниця температур між теплоносіями.

Підставляючи значення Q з рівняння теплопередачі в рівняння (1.86) і (1.87) і скорочуючи F , остаточно отримаємо:

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{K \Delta t_{cp}}{\alpha_1}, \quad (1.89)$$

$$t_{cm2} = t_2 + \frac{K \Delta t_{cp}}{\alpha_2}. \quad (1.90)$$

7. Нестационарний теплообмін

У теплообмінних апаратах, що безперервно-діють, нестационарне перенесення тепла виникає лише короткочасно в періоди пуску, зупинки або зміни режиму їх роботи. У таких умовах апарати розраховують тільки для основного, стаціонарного режиму теплообміну описаними вище методами. Разом з тим у ряді випадків (при розрахунках нагрівальних печей, регенеративних теплообмінників, апаратури для вулканізації, виробництва скла та ін.) важливе значення має розрахунок процесу нагріву або охолодження теплоносія для режиму нестационарного теплообміну.

Всі нестационарні теплові процеси зумовлені зміною ентальпії теплоносія до моменту практично повного вирівнювання його температури з температурою навколишнього середовища, тобто до досягнення теплової рівноваги. При розрахунках визначають або час, необхідний для нагріву (охолодження) до заданої температури, або кінцеву температуру, що досягається за той же час. а також кількість тепла, яке передається або відводиться від теплоносія.

Для рідинних і газоподібних речовин можна визначити лише залежність їх середньої температури від часу, оскільки температура рідини (газу) завжди вирівнюється за рахунок конвекції, супутній передачі тепла теплопровідністю.

Теплопровідність при нестационарному режимі. У найбільш загальному вигляді залежність зміни температури твердого тіла і кількості переданого тепла від часу може бути встановлена шляхом рішення диференційного рівняння теплопровідності (1.6). Проте аналітичні рішення, навіть при спрощуючих допущеннях, виявляються громіздкими і складними для практичних цілей; ці рішення наводяться в спеціальній літературі.

У інженерній практиці найчастіше користуються графоаналітичним методом розрахунку, придатним для деяких тіл простої форми (куля, циліндр, пластина). Розрахунок ґрунтується на тому, що число змінних, від яких залежить температура тіла, що змінюється в просторі і в часі може бути скорочене шляхом об'єднання їх в безрозмірні комплекси і симплекс подібності: $\frac{\alpha l}{\lambda} = Bi$ – критерій Біо; $\frac{\alpha \tau}{l^2} = Fo$ – критерій Фур'є; $\frac{x}{l}$ – симплекс геометричної подібності. Окрім відомих вже величин в ці вирази входять: l – характерний геометричний розмір (наприклад, для кулі – його радіус та ін.); x – відстань від поверхні тіла до даної його точки.

Критерій Біо, що характеризує подібність процесів нестационарної теплопровідності, зовні схожий з критерієм Нусельта, але відрізняється від останнього тим, що коефіцієнт тепловіддачі α , що входить в критерій Bi , не є шуканою величиною, а задається умовами однозначності. Величина λ в критерії Bi є коефіцієнтом теплопровідності не рідини, а твердого тіла. Критерій Bi характеризує постійність відношення внутрішнього термічного опору теплопровідності до зовнішнього термічного опору тепловіддачі. Таким чином, безрозмірна температура в будь-якій точці тіла $\theta = \frac{t}{t_0}$ (t_0 – деяка температура прийнята за масштаб температур) може бути виражена узагальненою залежністю:

$$\theta = f\left(Bi, Fo, \frac{x}{l}\right). \quad (1.91)$$

Ця функція постійна для всіх подібних процесів нестационарної теплопровідності. Для кулі, циліндра і пластини вирази, отримані в результаті інтеграції рівнянь теплопровідності, представляють графічно у вигляді

залежностей безрозмірних температур θ_n на поверхні тіла і в центрі тіла (θ_u) від критеріїв Біо та Фур'є. В даному випадку безрозмірні температури:

$$\theta_n = \frac{t_c - t_{n,n}}{t_c - t_n} \quad \text{і} \quad \theta_u = \frac{t_c - t_u}{t_c - t_n}, \quad (1.92)$$

де t_c – температура середовища, що приймається постійною; t_n – початкова температура тіла; $t_{n,n}$ і t_u – температура, що досягається за час τ відповідно на поверхні і в центрі тіла.

Результати інтеграції можна представити також у вигляді залежності Q/Q_∞ від тих самих критеріїв подібності. Тут величина Q – кількість тепла, що передається за час τ , Q_∞ – кількість тепла, що передається за період повного нагрівання (або охолодження), тобто до настання теплової рівноваги, що досягається теоретично за час, рівний нескінченності.

Як приклад на рис. 1.19 наведена залежність $Q = \varphi(F_0, Bi)$ і на рис. 1.20 – залежність $Q/Q_\infty = \varphi(F_0, Bi)$ для кулі.

Розрахунок за такими графіками проводиться наступним чином. За відомим для матеріалу тіла (кулі) значенням λ, c і ρ знаходять величини коефіцієнту температуропровідності $a = \lambda/c\rho$ і розраховують значення критерію Bi , приймаючи за визначальний розмір радіус r кулі. При цьому величина a повинна бути відома або розрахована (при розрахунку a задаються температурою поверхні тіла, яку потім перевіряють, і таким чином, знаходять «методом послідовних наближень»).

Визначають відношення:

$$\frac{Q}{Q_\infty} = \frac{V_\kappa \rho c (t - t_n)}{V_\kappa \rho c (t_c - t_n)} = \frac{t - t_n}{t_c - t_n},$$

де $V_\kappa = 4/3\pi r^3$ – об'єм кулі; t – середня за об'ємом кулі температура за час нагріву τ (ця температура приймається або задається).

З точки на осі абсцис (рис. 1.20). відповідній даному $Bi = ar/\lambda$ відновлюють перпендикуляр до перетину з ординатою, що відповідає значенню відношення Q/Q_∞ . По точці перетину визначають величину $F_0 = at/r^2$ з якої знаходять потрібний час нагріву кулі до температури t .

По перетину перпендикуляра, проведеного з точки на осі абсцис (рис. 1.19), яка відповідає величині F_0 і прямої, що відповідає значенню Bi , визначають величину $1 - \theta_n$, а отже, і температуру θ_n на поверхні кулі, по якій знаходять $t_{n,n}$. За допомогою графіка, аналогічного (рис. 1.19), таким же чином можна знайти температуру t_u в центрі кулі.

При рішенні ряду практичних завдань з нагрівання і охолодження тіл аналітичний розрахунок спрощують, виходячи з допущення, що перенесення тепла здійснюється в часі і в просторі не безперервно, а стрибкоподібно.

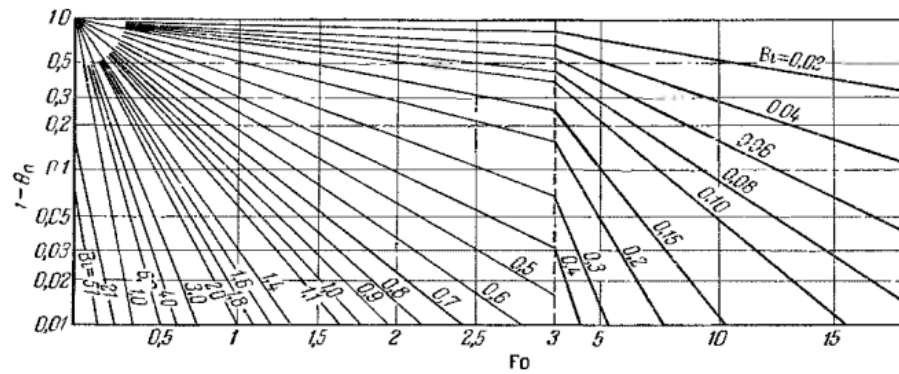


Рис. 1.19. Залежність Θ_n від Fo і Bi для поверхні кулі

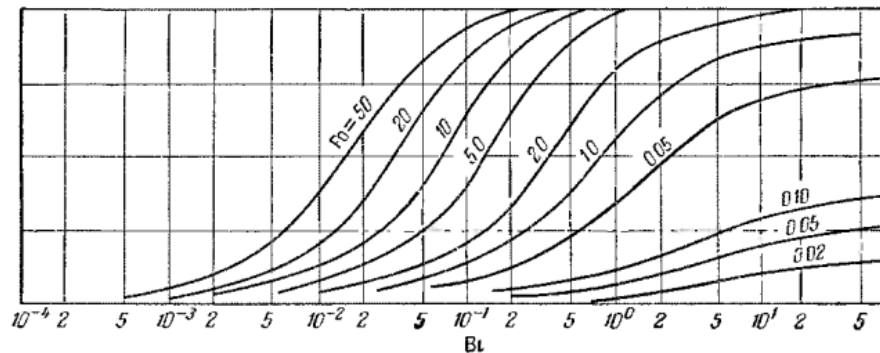


Рис. 1.20. Залежність Q/Q_∞ , від Fo і Bi для кулі

Складність розрахунку нестационарних процесів теплопровідності пов'язана з відмінністю режимів, при яких вони протікають в часі. Тому запропоновані наближені методи розрахунку, в яких нехтують наявністю початкового, нерегульованого режиму, що характеризується складною, нерівномірною зміною температури тіла.

Крім того, успішно застосовуються експериментальні методи рішення задач нестационарної теплопровідності, засновані на аналогії між розповсюдженням тепла теплопровідністю і ламінарним рухом рідини (гідротеплова аналогія), а також – на аналогії між тепловими і електричними явищами (електротеплова аналогія).

Ці спрощені розрахункові та експериментальні методи описуються в спеціальній літературі.

8. Теплопередача при нестационарному режимі

До поширених процесів несталої теплопередачі відносяться періодичне нагрівання або охолодження рідини через стінку апарата або за допомогою встановленого всередині нього змійовика, нагрівання шару зернистого матеріалу та ін.

При нагріванні або охолодженні рідини температура теплоносія, який нагріває або охолоджує може бути постійною або змінною. В останньому, найбільш загальному випадку, температура гріючого або охолоджуючого

теплоносія, а також температура середовища, що нагрівається (охолоджується) змінюються в часі.

В якості приклада розглянемо процес охолодження рідини в апараті через стінку водою. Нехай на початку процесу при $(\tau = 0)$ температура охолоджуючої рідини t_{1n} і до кінця процесу, тобто за час, її температура знижується до t_{1k} . Початкова температура води, що охолоджує, постійна ($t_{2n} = const$), а її температура на виході t_{2k} змінюється в часі. В деякий проміжний момент часу, коли температура охолоджуваної рідини рівна t різниця температур на вході води складає $\Delta t_1 = t - t_{2n}$, а на виході води $\Delta t_2 = t - t_{2k}$. У будь-який подальший момент часу температури t і t_{2k} будуть вже іншими, тому середня різниця температур Δt_{cp} також змінна у часі:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{t_{2k} - t_{2n}}{\ln \frac{t - t_{2n}}{t - t_{2k}}}. \quad (1.93)$$

Відповідно, кількість тепла, що відбирається водою за час $d\tau$, складе:

$$dQ = KF \frac{t_{2k} - t_{2n}}{\ln \frac{t - t_{2n}}{t - t_{2k}}} d\tau. \quad (1.94)$$

При витраті води G_2 що охолоджує $кз/с$ та ж кількість тепла dQ , з рівняння теплового балансу дорівнює:

$$dQ = G_2 C_2 (t_{2k} - t_{2n}) d\tau = W_2 (t_{2k} - t_{2n}) d\tau. \quad (1.95)$$

Прирівнюючи праві частини виразів (1.94) і (1.95) отримаємо:

$$\frac{KF}{W_2} = \ln \frac{t - t_{2n}}{t - t_{2k}},$$

звідки

$$\frac{t - t_{2n}}{t - t_{2k}} = e^{KF/W_2} = A,$$

причому величина $A - const$, якщо приблизно рахувати середнє значення K величиною постійною. З останньої залежності знаходять загальний вираз змінної кінцевої температури агента, що охолоджує:

$$t_{2k} = \frac{t(A - 1) + t_{2n}}{A} = t - \frac{\Delta t_1}{A}.$$

Підставляючи отриманий вираз t_{2K} і рівняння (1.86) отримаємо:

$$dQ = W_2 \left(\frac{A-1}{A} \right) (t - t_{2n}) d\tau. \quad (1.96)$$

Разом з тим, якщо нехтувати тепловою місткістю (водяним еквівалентом) самого апарата як величиною вельми малого в порівнянні з тепловою місткістю рідини, що знаходиться в ньому, то величину dQ можна виразити через падіння температури рідини ($-dt$), що охолоджує, за час $d\tau$ таким чином:

$$dQ = -G_1 C_1 dt = -W_1 dt, \quad (1.97)$$

де C_1 – питома теплоємність рідини, що охолоджується.
Прирівнюючи праві частини рівняння (1.96) і (1.97), матимемо:

$$W_2 \left(\frac{A-1}{A} \right) (t - t_{2n}) d\tau = -W_1 dt. \quad (1.98)$$

Розділення змінних і інтеграція отриманого рівняння в межах зміни від 0 до τ від t_n до t_k дає:

$$\tau \left(\frac{A-1}{A} \right) = -\frac{W_1}{W_2} \ln \frac{t_k - t_{2n}}{t_n - t_{2n}}. \quad (1.99)$$

Користуючись рівнянням (1.99), визначають тривалість охолодження τ , алогічно можна отримати ідентичне рівняння для періодичного процесу нагрівання рідини в апараті від температури t_n до температури t_k .

Початкову і кінцеву температури рідини (води), що охолоджує, знаходять на основі рівняння (1.96):

При $t=t_n$ і $\Delta t_1 = t_{1n} - t_{2n} = \Delta t_{1n}$ початкова температура води:

$$t_{2n} = t_{1n} - \frac{\Delta t_{1n}}{A}. \quad (1.100)$$

При $t=t_k$ і $\Delta t_1 = t_{1k} - t_{2k} = \Delta t_{1k}$ кінцева температура води:

$$t_{2k} = t_{1k} - \frac{\Delta t_{1k}}{A}. \quad (1.101)$$

Середня температура гарячої води, визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q = W_1(t_{1n} - t_{1k}) = W_2(t_{2kcp} - t_{2n})\tau,$$

звідки

$$t_{2kcp} = t_{2n} + \frac{Q}{W_2\tau}. \quad (1.102)$$

При нагріванні початкова, кінцева і середня температури, теплоносія, що гріє, обчислюються за допомогою виразів (1.101) та (1.102), відповідно, в яких знак віднімання або складання змінюється на зворотній.

РОЗДІЛ II

НАГРІВАННЯ, ОХОЛОДЖЕННЯ Й КОНДЕНСАЦІЯ

1. Загальні відомості

У хімічній промисловості поширені такі теплові процеси, як нагрівання й охолодження рідин і газів та конденсація пари, що здійснюються в теплообмінних апаратах (теплообмінниках).

Теплообмінниками називають апарати, призначені для передачі тепла від одних речовин до інших. Речовини, що беруть участь в процесі передачі тепла, називаються **теплоносіями**. Теплоносії називають **нагрівними агентами**, якщо вони мають більш високу температуру, ніж нагрівне середовище, і віддають тепло, і **охолоджувальними агентами**, якщо температура теплоносія нижча за середовище, від якого вони приймають тепло.

Прямим джерелом тепла в хімічній технології переважно є гази, що являють собою газоподібні продукти згорання палива, та електричну енергію. Речовини, що одержують тепло від цих джерел і через стінку теплообмінника нагрівають середовище, мають назву **проміжні теплоносії**. До поширених проміжних теплоносіїв (нагрівних агентів) належать водяна пара й гаряча вода, а також так звані високотемпературні теплоносії – перегріта вода, мінеральні масла, органічні рідини (та їх пара), розплавлені солі, рідкі метали та їх сплави.

Для охолодження до звичайних температур (10–30°C) як охолоджувальний агент застосовують переважно **воду й повітря**.

Вибір теплоносія залежить в першу чергу від потрібної температури нагрівання або охолодження та необхідності її регулювання. Крім того, промисловий теплоносій повинен забезпечувати досить високу інтенсивність теплообміну при незначних масових і об'ємних витратах. Відповідно він повинен мати не велику в'язкість, але високу густину, теплоємність і теплоту пароутворення. Бажано також, щоб теплоносій був негорючим, нетоксичним, термічно стійким, не виявляв руйнівного впливу на матеріал теплообмінника й разом з тим був би досить доступною й дешевою речовиною.

У багатьох випадках економічно доцільним виявляється утилізація тепла деяких напівпродуктів, продуктів і відходів виробництва, що використовуються як теплоносії у теплообмінних апаратах.

Теплові баланси

Рівняння теплового балансу. Тепло, яке віддає більш нагрітий теплоносіє (Q_1), витрачається на нагрів більш холодного теплоносія (Q_2), і деяка відносно незначна частина тепла йде на компенсацію втрат тепла в зовнішнє середовище (Q_{em}). Величина Q_{em} в теплообмінних апаратах з захисним шаром теплової ізоляції не перевищує приблизно 3–5% від кількості тепла, що віддається гарячим теплоносієм Q_1 .

Тому в розрахунках тепловими втратами можна знехтувати. Тоді тепловий баланс апарата буде мати загальний вираз:

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

де Q – теплове навантаження апарата.

А в розгорнутому вигляді рівняння (2.1) має вираз:

$$Q = G_1(I_{1n} - I_{1k}) = G_2(I_{2k} - I_{2n}), \quad (2.1,a)$$

де G_1 – витрата більш гарячого теплоносія;

G_2 – витрата більш холодного теплоносія;

I_{1n}, I_{1k} – ентальпія більш гарячого теплоносія на вході та виході апарата відповідно;

I_{2k}, I_{2n} – кінцева та початкова ентальпія більш холодного теплоносія відповідно.

Визначення теплового навантаження апарата при нагріванні і охолодженні (без зміни агрегатного стану теплоносіїв). Якщо теплообмін проходить без зміни агрегатного стану теплоносіїв, то їх ентальпія визначається добутком теплоємності C на температуру t .

$$I_{1n} = C_{1n} \cdot t_{1n}; \quad I_{1k} = C_{1k} \cdot t_{1k} \quad (2.2,a)$$

$$I_{2k} = C_{2k} \cdot t_{2k}; \quad I_{2n} = C_{2n} \cdot t_{2n} \quad (2.2,b)$$

Величини C_{1n} та C_{1k} можна виразити як середні питомі теплоємності більш нагрітого теплоносія в межах зміни температури від 0 до t_{1n} (вхід в апарат) та t_{1k} (вихід з апарата) відповідно. Величини C_{2n} та C_{2k} – середні питомі теплоємності більш холодного теплоносія в межах 0– t_{2n} і 0– t_{2k} відповідно.

В першому наближенні замість середніх питомих теплоємностей у виразі ентальпій можна використати питомі теплоємності (C_1 і C_2 – для гарячого та холодного теплоносія відповідно) прийняті при середній арифметичній температурі, наприклад, $t/2$ при зміні цього параметру від 0 до t , °C. Таким чином рівняння теплового балансу для теплообміну, що протікає без зміни агрегатного стану буде мати наступний вигляд:

$$Q = Q_1 = Q_2 = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k}) = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}). \quad (2.3)$$

Величини $(t_{1n}-t_{1k})$ та $(t_{2k}-t_{2n})$ мають назву «температурні перепади» для гарячого та холодного теплоносія відповідно, а добуток витрати теплоносія G на його теплоємність C умовно називають водяним еквівалентом W .

Визначення теплового навантаження апарата при конденсації пари (зміна агрегатного стану теплоносія). Якщо теплообмін реалізується при зміні агрегатного стану теплоносія (конденсація пари або випарювання рідини), то в тепловому балансі потрібно враховувати тепло, яке виникає при фізичному перетворенні речовини. Так, при конденсації насиченої пари, яка є гріючим агентом, величина I_{1n} в рівнянні теплового балансу (2.1а) являє собою ентальпію, що поступає в апарат пари, а I_{1k} – ентальпію парового конденсату, що відводиться.

У випадку використання перегрітої пари її ентальпія I_{1n} складається з тепла, що віддає пара при охолодженні від температури t_n до температури насичення $t_{нас}$ ($Q_{пер}$); тепла конденсації (Q_k) при $t_{нас}$ та тепла, що віддає конденсат при охолодженні ($Q_{охл}$) від температури $t_{нас}$ до кінцевої конденсату t_k . Таким чином, рівняння теплового балансу (2.1,а) буде мати загальний вигляд:

$$Q = G_n \cdot (I_{1n} - I_{1k}) = Q_{пер} + Q_{конд} + Q_{охл} \quad (2.4)$$

Або в розгорнутому вигляді:

$$Q = G_n \cdot (I_{1n} - I_{1k}) = G_n \cdot C_n \cdot (t_n - t_{нас}) + G_n \cdot r + G_k \cdot C_k \cdot (t_{нас} - t_k), \quad (2.5)$$

де r – питома теплота конденсації пари, Дж/кг;

C_n і C_k – питомі теплоємності пари і конденсату, Дж/кг·град;

t_k – температура конденсату.

При обігріві насиченою водяною парою без охолодження конденсату приймають однакові значення температур: початкової t_n , насичення $t_{нас}$ і конденсації t_k :

$$t_n = t_{нас} = t_k. \quad (2.6)$$

А складові теплового балансу ($Q = G_n \cdot (I_{1n} - I_{1k}) = Q_{пер} + Q_{конд} + Q_{охл}$) $Q_{пер}$ та $Q_{охл}$ (перша та третя стадія) виключаються, тобто враховуються для визначення теплового навантаження апарата, а розгорнуте рівняння прийме вигляд:

$$Q = G_n \cdot (I_{1n} - I_{1k}) = G_n \cdot r. \quad (2.7)$$

2. Нагрівні агенти та способи нагрівання

2.1 Нагрівання водяною парою

Одним з широко використовуваних нагрівних агентів є насичена **водяна пара**. Це пояснюється її перевагами як теплоносія. Конденсація пари дає більш високі показники тепла при відносно невеликій витраті пари, бо теплота її

конденсації становить приблизно $2,26 \cdot 10^6$ Дж/кг (540 ккал/кг) при тиску $9,8 \cdot 10^4$ н/м² (1 атмосфера). Через високі коефіцієнти тепловіддачі від конденсованої пари опір переносу тепла з боку пари малий. Це дозволяє проводити процес нагрівання при малій поверхні теплообміну.

Значною перевагою насиченої пари є сталість температури її конденсації (при даному тиску). Це дає можливість підтримувати точну температуру нагрівання, а також регулювати її, якщо буде потреба, змінюючи тиск нагрівної пари.

ККД нагрівальних парових обладнань при використанні тепла парового конденсату досить високий. Пара задовольняє і таким вимогам до теплоносіїв, як доступність, пожежна безпека тощо.

Головний недолік водяної пари – значне зростання тиску з підвищенням температури. Тому температурна межа нагрівання насиченою водяною парою не перевищує 180–190°C, що відповідає тиску пари 10–12 атмосфер. Більш високий тиск потребує використання дорогої товстостінної теплообмінної апаратури і значних витрат на комунікації й арматуру.

Більш економною є утилізація водяної пари, одержаної після її використання в паросилових установках. Хімічні виробництва часто споживають значні кількості не тільки тепла, але й електроенергії. Тому доцільно енергетичну пару високого тиску (до 250 атмосфер) спочатку спрямовувати до турбіни для вироблення електричної енергії, а потім використовувати м'яку пару турбін тиском 6–8 атмосфер (іноді до 30 атмосфер) для обігріву хімічної апаратури. М'яка пара турбін є перегрітою. Тепло перегріву пари мале порівняно з його теплотою конденсації, а об'єм пари на одиницю тепла, що віддається, значно більший, ніж для насиченого пари. Це призводить до збільшення діаметра паропроводів. Щоб уникнути збільшення витрат на транспортування теплоносія, перегріту пару з турбін зволожують, змішуючи її з гарячою водою. При цьому пара додатково випаровує певну кількість води, й у насиченому стані спрямовується в апарати, що використовують тепло.

Через те що тепло перегріву відносно мале, коефіцієнти тепловіддачі від перегрітого пари значно нижчі, ніж від насиченої, і перегрів пари вимагає додаткових витрат. Перегріта водяна пара рідко застосовується як нагрівний агент. Іноді використовують її незначний перегрів для компенсації теплових витрат у підведених паропроводах.

2.2 Нагрівання глухою парою

Нагрівання глухою парою здебільшого передається через стінку теплообмінного апарата. Принципова схема нагрівання глухою парою наведена на (рис. 2.1). Нагрівна пара з генератора пари (парового котла 1) спрямовується в теплообмінник 2, де рідина (або газ) нагрівається парою через розподільну стінку. Пара, стикаючись із більш холодною стінкою, конденсується на ній, і плівка конденсату стікає на поверхню стінки. Щоб полегшити видалення конденсату, пару вводять у верхню частину апарата, а конденсат відводять із

його нижньої частини. Температура плівки конденсату близька до температури конденсованої пари, і ці температури можуть вважатися однаковими (рівними).

Витрату глухої пари (D) при безперервному нагріванні визначають з рівняння теплового балансу (2.8):

$$D = \frac{G \cdot C \cdot (t_2 - t_1) + Q_{\text{em}}}{I_n - I_k} \quad (2.8)$$

де G – витрата теплоносія, що нагрівається; C – середня питома теплоємність середовища; t_1 і t_2 – початкова й кінцева температура середовища, що нагрівається; I_n і I_k – ентальпії нагрівної пари й конденсату; Q_{em} – витрати тепла в навколишнє середовище.

Якщо вважати, що $Q_n = G \cdot C \cdot (t_2 - t_1) + Q_{\text{em}}$ – це теплове навантаження конденсатора, $r_n = I_n - I_k$ – це питома теплота конденсації нагрівної пари, то рівняння (3.1) можна замінити рівнянням (3.2):

$$D = \frac{Q_n}{r_n \cdot x}, \quad (2.9)$$

де x – ступінь насичення водяної нагрівної пари, звичайно приймають 0,95.

Якщо пара не повністю конденсується на поверхні теплообміну та її частина йде з конденсатом (так звана пролітна пара), це призводить до непродуктивної витрати пари.

Щоб уникнути непродуктивної витрати пари й організувати безперешкодне видалення з апарата парового конденсату без випуску пари, застосовують спеціальні обладнання – конденсатовідвідники. Конденсат з конденсатовідвідника 3 через проміжну ємність 4 подається насосом 5 у паровий котел 1 (рис. 2.1).

Принцип роботи конденсатовідвідника з відкритим поплавцем, що застосовується при тиску пари не більш 10 атмосфер, показаний на рис. 2.2.

Суміш пари й конденсату надходить через штуцер 1 у корпус 2 конденсатовідвідника. При цьому поплавець (склянка) 3 спливе й за допомогою укріпленого на вертикальному стрижні 4 клапана 5 закриє вихідний отвір для конденсату. Однак з часом накопичення конденсату зростає, і він переливається через край поплавця всередину останнього. Коли вага рідини перевищує вагу поплавця, він опускається й відкриває вихід для конденсату, що видавлюється з корпуса тиском пари. Вага поплавця розрахована так, що патрубок 6, у напрямку якого переміщується клапан 5, залишається зануреним у конденсат при найменшій висоті шару конденсату в поплавці й утворює гідравлічний запір. Після видалення значної частини конденсату з поплавця 3, останній знову спливе й закриє вихідний отвір. Таким чином, випуск конденсату проводиться періодично. Над вихідним отвором розташований клапан 7, що запобігає зворотному потраплянню конденсату в конденсатовідвідник.

Обладнання конденсатовідвідників інших типів описується в спеціальній літературі.

Конденсатовідвідник звичайно встановлюють нижче теплообмінника й оснащують, як показано на рис. 2.1, обвідною лінією (байпасом), наявність якої дозволяє не переривати роботи апарата при короткочасному відключенні конденсатовідвідника для його ремонту або заміни.

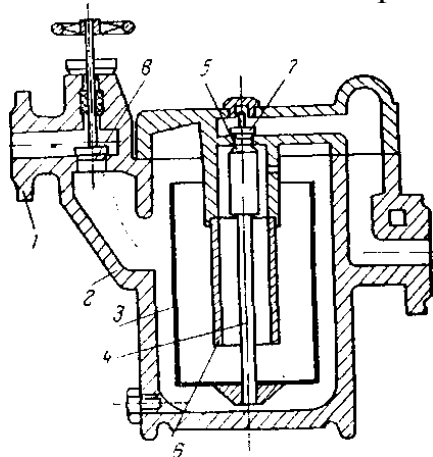


Рис. 2.1. Схема нагрівання глухою парою:

- 1 – паровий котел;
- 2 – теплообмінник-підігрівач;
- 3 – конденсатовідвідник;
- 4 – проміжна ємність;
- 5 – відцентрований насос

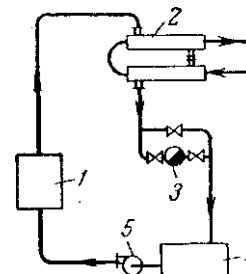


Рис. 2.2. Конденсатовідвідник з відкритим поплавцем:

- 1 – штуцер для надходження конденсату; 2 – корпус;
- 3 – відкритий поплавець;
- 4 – стрижень поплавця;
- 5 – подвійний клапан; 6 – патрубок;
- 7 – зворотний клапан; 8 – продувний вентиль

Нагрівна пара зазвичай містить певну кількість неконденсованих газів (N_2, O_2, CO_2), що виділяються при хімічній обробці котельної води і в процесі паротворення в котлах. Ці домішки значно знижують коефіцієнти тепловіддачі від пари. Тому при паровому обігріві з парового об'єму теплообмінника у першу чергу періодично видаляються неконденсовані гази. Таку ж функцію виконує продувний вентиль 8 у конденсатовідвіднику, показаний на рис. 2.2.

2.3 Нагрівання гострою парою

Якщо можливе змішування середовища, що нагріваються, з паровим конденсатом, то використовують нагрівання **гострою парою**, вводячи її безпосередньо в рідину, що нагрівається. Такий спосіб нагрівання простіший за нагрівання глухою парою й дозволяє краще використовувати тепло пари, оскільки паровий конденсат змішується з нагрівною рідиною і їх температури вирівнюються.

Якщо одночасно з нагріванням рідину необхідно перемішувати, то введення гострої пари здійснюють через барботери – розташовані на дні апарата труби, що мають багато дрібних отворів. Для кращого перемішування і усунення гідравлічних ударів при різкому зменшенні об'єму конденсації застосовують безшумні підігрівачі (рис. 2.3). Пара подається через сопло 1 і

захоплює рідину, що надходить через бічні отвори в змішувальний дифузор 2. При змішуванні рідини з парою всередині дифузора 2 значно зменшується шум.

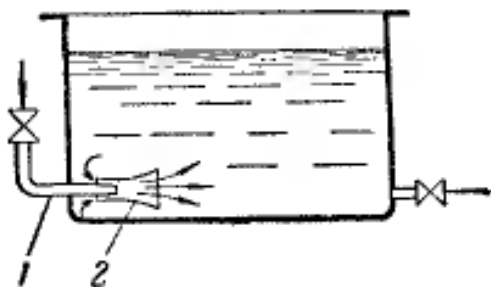


Рис. 2.3. Безшумний сопловий підігрівач:
1 – сопла; 2 – змішувальний дифузор

Витрату гострої пари визначають, враховуючи рівність кінцевих температур рідини, що нагрівається, і конденсату. То за рівнянням теплового балансу знаходимо:

$$DI_n + GCt_1 = DC_\theta t_2 + GCt_2 + Q_n, \quad (2.10)$$

звідки витрата пари

$$D = \frac{G \cdot C \cdot (t_2 - t_1) + Q_{em}}{I_n - C_\theta t_2}, \quad (2.10,a)$$

де C_θ – теплоємність конденсату, а інші позначення ті ж, що в рівнянні (2.1).

2.4 Нагрівання гарячою водою

Гаряча вода як нагрівний агент має певні недоліки порівняно з насиченою водяною парою. Коефіцієнти тепловіддачі від гарячої води, як і від будь-якої іншої рідини, нижчі, ніж коефіцієнти тепловіддачі від конденсованої пари. Крім того, температура гарячої води знижується вздовж поверхні теплообміну, що погіршує рівномірність нагрівання й ускладнює його регулювання.

Гарячу воду одержують у водонагрівальних котлах, що обігріваються топковими газами, і парових водонагрівачах (бойлерах). Вона застосовується звичайно для нагрівання до температур не більш 100°C . Для температур вище 100°C у якості теплоносія використовують воду, що перебуває під надлишковим тиском. Для нагрівання водою застосовують переважно циркуляційні системи обігріву, описані нижче.

У деяких випадках для нагрівання використовують конденсат водяної пари.

2.5. Нагрівання топковими газами

Димові, або топкові, газу – це нагрівні агенти, що мають чи не найдавнішу історію застосування. Топкові газу не втратили свого значення до нашого часу, бо дозволяють здійснювати нагрівання до високих температур (1000–1100°C), при незначному надлишковому тиску в теплообміннику. Найбільш часто топкові газу використовують для нагрівання через стінку інших нагрівальних агентів – проміжних теплоносіїв.

Істотними недоліками топкових газів є нерівномірність нагрівання, зумовлена охолодженням газу в процесі теплообміну, труднощі регулювання температури обігріву, низькі коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки (не більш 35–60 Вт/(м²·град)), можливість забруднення матеріалів, що нагріваються, продуктами неповного згорання палива (при безпосередньому обігріві газами). Значні перепади температур між топковими газами та середовищем, що нагрівається, створюють неприпустимі для багатьох продуктів «жорсткі» умови нагрівання, бо можуть спричинити їх перегрів.

Через відносно низьку питому теплоємність топкових газів їх об'ємні витрати великі, тому їх транспортування вимагає значних витрат. Топкові газу доцільно використовувати безпосередньо на місці їх одержання.

Топкові газу одержують шляхом спалення в топках твердого, рідкого або газоподібного палива. Найбільш дешевим і ефективним паливом є природні газу. Крім того, економічно доцільно застосовувати як нагрівні агенти – вторинні газу хімічних та інших виробництв; Температура цих газів доволі висока, може досягати 500–600°C.

Нагрівання топковими газами здійснюють у печах. На рис. 2.4 показана трубчаста піч, що працює на газоподібному паливі, для нагрівання рідких продуктів. Горючий газ, виходячи із сопла пальника 1, змішується з необхідним об'ємом повітря і рухається через пористу панель 2 з вогнетривкого матеріалу. Горіння протікає на поверхні випромінювальної панелі за відсутності полум'я. Такі пальники називаються безполум'яними.

Утворені топкові газу надходять у першу за напрямком руху радіантну частину робочого простору печі, у якій основна кількість тепла передається через випромінювання рідині і рухається по змійовику 3. У другий, конвектований частини печі 4 тепло передається рідині через стінку змійовика переважно шляхом конвекції. У конвективній частини печі для кращої утилізації тепла димових газів установлюють додаткове теплообмінне обладнання, наприклад, змійовик-перегрівач 5. Газу видаляються через димар 6.

При нагріванні топковими газами регулювання температури здійснюють за допомогою рециркуляції частини відпрацьованих газів: частину відпрацьованих газів повертають у піч і змішують з газами, отриманими в топці, знижуючи таким чином температуру газів і водночас збільшуючи об'єм газів, що обігрівають теплообмінні обладнання. Збільшення об'єму газів призводить до зростання їх швидкості й відповідно до збільшення коефіцієнтів тепловіддачі від газів до стінки. Для зменшення температури нагрівних газів у топку додатково підводять повітря, змішуючи його з газами.

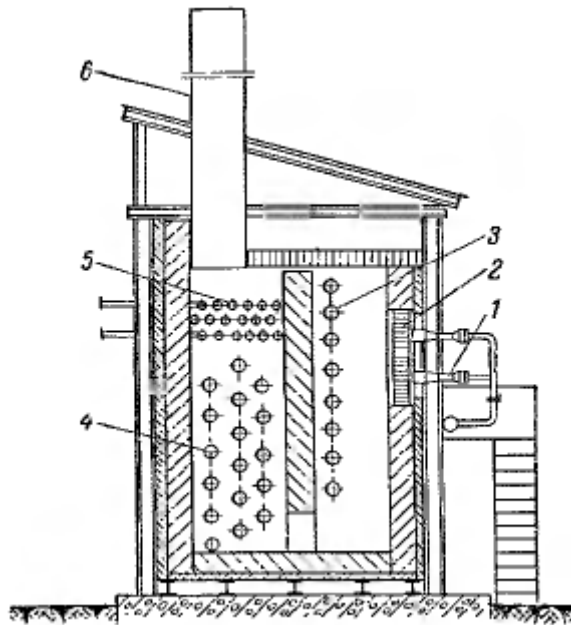


Рис. 2.4. Піч для нагріву рідких продуктів топковими газами: 1 – сопло тарілки; 2 – вогнетривка пориста панель; 3 – радіантна частина (змійовик); 4 – конвективна частина (змійовик); 5 – перегрівач; 6 – димар

Витрату палива при нагріванні топковими газами визначають за рівнянням теплового балансу. Так, якщо витрата газоподібного палива становить B , а ентальпії топкових газів дорівнюють I_1 (на вході в теплообмінник) і I_2 (на виході з теплообмінника), то рівняння теплового балансу має вигляд:

$$B(I_1 - I_2) = Gc(t_2 - t_1) + Q_{em}. \quad (2.11)$$

Звідки

$$B = \frac{Gc(t_2 - t_1) + Q_{em}}{I_1 - I_2} \quad (2.12)$$

(усі інші позначення див. у рівнянні (2.8)). При цьому величина Q_{em} , крім витрат тепла в навколишнє середовище, включає витрати тепла від неповноти згорання твердого палива.

Більш докладно теплові баланси печей розглядаються в спеціальній літературі.

2.6 Нагрівання високотемпературними теплоносіями

У процесах хімічної технології часто здійснюється обігрів високотемпературними теплоносіями. Розглянуті нижче теплоносії є проміжними, бо одержують тепло від топкових газів або електричного струму й передають його матеріалу, що нагрівається. Вони забезпечують рівномірність обігріву й безпечні умови роботи.

Нагрівання перегрітою водою. Як нагрівний агент перегріта вода використовується при тисках, що досягають критичного [22,1 МН/м² (225 атмосфер)], якому відповідає температура 374°C. Тому за допомогою перегрітої води можна нагрівати матеріали до температур, що не перевищують 350°C. Однак обігрів перегрітою водою ускладнює і підвищує вартість експлуатації нагрівальної установки, що зумовлено застосуванням високих тисків. Тому цей спосіб витісняється більш економними способами нагрівання іншими високотемпературними теплоносіями.

Для нагрівання перегрітою водою та іншими рідкими теплоносіями використовують установки з природною й примусовою циркуляцією.

В установці з природною циркуляцією (рис. 2.5,а) рідина заповнює нагрівальну систему, що складається зі змійовика 1, що обігрівается в печі топковими газами, і теплозастосовувального апарата 2, з'єданого піднімальним трубопроводом 3 і опускним трубопроводом 4. Нагріта в змійовику 1 рідина піднімається по трубопроводу 3, віддає тепло середовищу, що нагрівається, в апарат 2, поступово охолоджуючись. При цьому її густина зростає й рідина повертається в піч по трубопроводу 4 для наступного нагрівання в змійовику 1. Таким чином, рух рідини в замкненому циркуляційному контурі відбувається під дією різниці густин нагрітої та охолодженої рідин.

Щоб мінімізувати корозію труб й усунути виділення неконденсованих газів, що погіршують теплообмін, всю нагрівну систему заповнюють дистильованою водою, не допускаючи попадання до системи повітря.

Розрахунки установок із природною циркуляцією рідкого нагрівного агента виконують, виходячи з рівняння рушійного напору, гідравлічного опору в контурі й теплового балансу:

$$\Delta p_{\text{конт}} = hg(\rho_2 - \rho_1), \quad (2.13)$$

$$Q = G(I_1 - I_2) = KF \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_{np}}{t_2 - t_{np}}}, \quad (2.14)$$

де h – різниця рівнів робочої частини теплообмінного апарата й змійовика в генераторі тепла; g – прискорення вільного падіння; ρ_2, ρ_1 – густина нагрівного агента в піднімальній і опускній трубах при температурах t_1, t_2 відповідно ($t_1 > t_2$); G – витрати нагрівного агента, що циркулює; I_1, I_2 – ентальпія теплоносія в піднімальній та опускній трубах; K – коефіцієнт теплопередачі; F – поверхня теплообміну; t_{np} – температура продукту, що нагрівається.

За допомогою рівнянь (2.13) і (2.14), використовуючи рівняння для визначення гідравлічного опору контуру, можна розрахувати діаметр d трубопроводу й витрати G будь-якого рідкого нагрівного агента при природній циркуляції.

Права частина рівняння (2.13) демонструє, що рушійний напір зростає зі збільшенням h і різниці густин нагрітої та охолодженої рідин. Тому при обігріві

із природною циркуляцією теплообмінні апарати розташовують не менш, ніж на 4–5 м вище печі або іншого нагрівального обладнання. Таким чином, загальна висота нагрівальної установки повинна бути досить значною. Але навіть за таких умов швидкість рідини при природній циркуляції мала, що зумовлює низьку ефективність теплообміну.

В установці із примусовою циркуляцією (рис. 2.5,б) рух гарячої рідини між піччю 1 і теплообмінним апаратом 2 здійснюється за допомогою циркуляційного насоса 5. Застосування примусової циркуляції дозволяє значно збільшити швидкість циркуляції (до 2–2,5 м/с і більш) і відповідно підвищити інтенсивність теплообміну. При обігріві з примусовою циркуляцією немає необхідності у підйомі теплообмінного апарата над піччю. Крім того, одна піч може обслуговувати одночасно кілька апаратів. Однак використання насоса збільшує вартість установки та її експлуатації.

Більш простим й економним способом є обігрів мінеральними маслами й органічними рідинами.

Нагрівання мінеральними маслами. Мінеральні масла є одним з найстаріших проміжних теплоносіїв, використовуваних для рівномірного нагрівання різних продуктів. У якості нагрівних агентів застосовують масла, що вирізняються найбільш високою температурою спалаху – до 310°C (циліндрове, компресорне, циліндрове важке). Тому верхня межа нагрівання маслами обмежена температурами 250–300°C.

Процес нагрівання за допомогою мінеральних масел здійснюють або в теплообмінних апаратах, в оболонку яких вмонтовано електронагрівачі, або шляхом розташування в печі апарата з масляною оболонкою. В останньому випадку нагрівання масла відбувається за рахунок тепла топкових газів.

У випадках, коли вогне- й вибухонебезпечність виробництва ускладнює нагрівання теплоносія в оболонці, то процес здійснюють в установках із природною або примусовою циркуляцією.

Такі установки порівняно зі схемами установок нагрівання перегрітою водою мають ряд особливостей. Так, внаслідок значного збільшення при нагріванні об'єму масла за теплообмінником (і над ним) встановлюють розширювальну посудину, забезпечують паровим обігрівом ємності для холодного в'язкого масла і підводять до них інертний газ для створення «подушки», яка запобігає окисненню масла під час зіткнення з повітрям тощо. Зазначені особливості характерні для більшості нагрівальних установок із використанням органічних теплоносіїв.

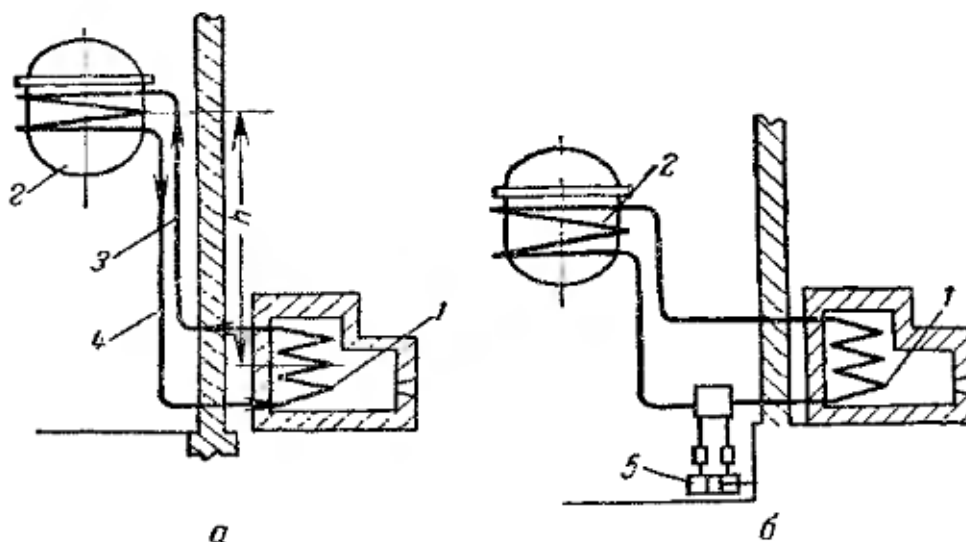


Рис. 2.5. Принципові схеми установок з природною (а) і примусовою (б) циркуляцією рідкого проміжного теплоносія: 1 – піч зі змійовиком; 2 – теплозастосовувальний апарат; 3 – піднімальний трубопровід; 4 – опускний трубопровід; 5 – циркуляційний насос

Масла є найбільш дешевим органічним високотемпературним теплоносієм. Але вони мають такі недоліки: порівняно невисокі граничні температури застосування, низький коефіцієнт тепловіддачі (що суттєво зменшується при термічному розкладанні й окисненні масел), окиснення й забруднення поверхні теплообміну при температурі, близькій до температури спалаху. Тому для забезпечення достатніх теплових навантажень різниця температур між маслом і речовиною, що й нагрівається, повинна бути не нижче 15–20°C. Через вказані недоліки мінеральні масла витісняються більш ефективними високотемпературними теплоносіями.

Нагрівання висококиплячими органічними рідинами та їх паром. До групи високотемпературних органічних теплоносіїв відносять окремі органічні речовини: гліцерин, етиленгліколь, нафталін і його замінники, та ряд похідних ароматичних вуглеводнів (дифеніл, дифеніловий ефір, дифенілметан, дитолілметан та ін.), продукти хлорування дифенілу й поліфенолів (арохлори) і багатокомпонентні ОТ, наприклад, дифенільна суміш, що являє собою евтектичну суміш дифенілу й дифенілового ефіру.

У промисловості більш поширена дифенільна суміш, що складається з 26,5% дифенілу й 73,5% дифенілового ефіру (цей теплоносій відомий також під назвами Даутерм А, диніл та ін.). Дифенільна суміш має більшу термічну стійкість і більш низьку температуру плавлення (+12,3°C) у порівнянні з її складовими. Це забезпечує можливість транспортування дифенільної суміші по добре ізольованих трубопроводах, уникаючи її кристалізації. Температура кипіння дифенільної суміші при атмосферному тиску складає 258°C. Тому в рідкому стані вона використовується для нагрівання до температур не більше 250°C (при $p = 1$ атмосфера). Гранична температура застосування рідкої суміші становить 280°C при підвищенні надлишкового тиску в системі до 0,81 бар (0,8 атмосфер).

Основною перевагою дифенільної суміші як теплоносія є можливість

одержання високих температур без застосування високого тиску. Тиск її насиченої пари дорівнює тиску насиченої пари води в межах температур від 200 до 400°C. Так, наприклад, при 300°C тиск насичення водяної пари становить 89,8 бар (87,6 атмосфер), а дифенільної суміші – тільки 2,45 бар (2,4 атмосфер). Тому для нагрівання дифенільної суміші до високих температур можна використовувати більш прості теплообмінні обладнання – оболонки – замість змійовиків.

Недоліком дифенільної суміші, як і інших органічних теплоносіїв, є мала теплота паротворення. Однак у дифенільної суміші цей недолік компенсується більшою, ніж у води, щільністю пари, у результаті чого при випаровуванні або конденсації суміші кількість виділеного тепла на одиниці об'єму пари виявляється близькою до відповідної величини води.

У пароподібному стані дифенільна суміш застосовується для нагрівання до температур, що не перевищують 380°C (при короткочасному нагріванні – приблизно до 400°C). За більш високих температур відбувається помітне розкладання дифенільної суміші. Вона горюча, але практично вибухобезпечна й виявляє слабкий токсичний вплив на людський організм.

Принципові схеми нагрівання рідкою та пароподібною дифенільною сумішшю, загалом типові для всіх ВОТ, надані на рис. 2.6 і 2.7. При обігріві рідкою дифенільною сумішшю із примусовою циркуляцією (рис. 2.6) спеціальним відцентровим насосом 1 через котел 2 з електрообігрівом суміш подається на обігрів теплозастосовувального апарата 3. Внаслідок збільшення об'єму суміші при її нагріванні за апаратом 3 встановлена розширювальна посудина 4. Після охолодження суміші вона знову засмоктується насосом 1 в котел. Попередній підігрів суміші при заповненні системи і її підживленні (для компенсації втрат теплоносія, невеликі у циркуляційній замкненій системі) проводиться в ємності 5, до якої через фільтр 6 надходить суміш.

Над поверхнею рідини в посудині 4 і ємності 5 перебуває інертний газ (азот), що подається з метою запобігання окиснення суміші при зіткненні з повітрям. Для створення вибухобезпечних умов до камер електронагрівачів котла 2 подається азот. Уся система також періодично продувається азотом.

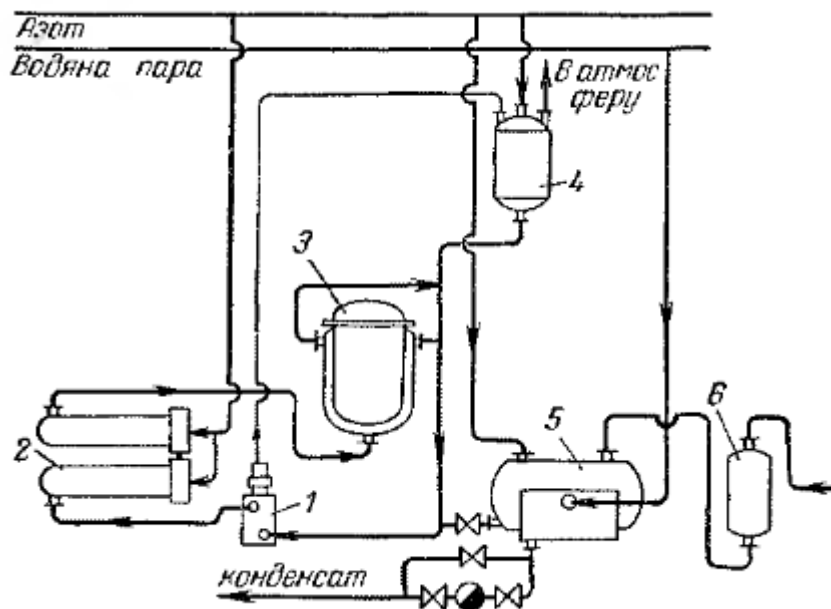


Рис. 2.6. Схема нагрівання рідкою дифенільною сумішшю з примусовою циркуляцією:
 1 – спеціальний відцентровий насос; 2 – котел з електрообігрівом;
 3 – тепловикористовувальний апарат; 4 – розширювальна ємність; 5 – приймальна ємність;
 6 – фільтр

Під час нагрівання парою дифенільної суміші (рис. 2.7) пара з котла 1 з електрообігрівом потрапляє в оболонку тепловикористовувальних апаратів 2, де конденсується. Конденсат через конденсатовідвідники 3 самотією повертається до котла 1 на випаровування. Для очищення дифенільної суміші від продуктів осмолення частина пари з котла 1 надходить до міжтрубного простору теплообмінника-регенератора 4, куди насосом (на рисунку не показаний) подається рідкий теплоносій з ємності 5. У результаті кипіння ВОТ у трубках відокремлюються смолисті домішки, і пара чистого теплоносія спрямовується в конденсатор 6; звідки конденсат стікає в ємність 7. Продукти осмолення збираються в нижній частині регенератора 4 і періодично видаляються з нього. В ємність 7, оснащену паровим обігрівом, подається азот. Під час запуску установки для поповнення витрат рідкий теплоносій з ємності 7 насосом 8 подається до котла з електрообігрівом (парогенератор) 1. Для запобігання підвищення тиску в котлі більше заданого на паровій лінії встановлена вибухова мембрана 9. На відміну від схем з примусовою циркуляцією (див. рис. 2.6) у даному випадку апарати, розміщено значно вище котла-парогенератора для забезпечення інтенсивної циркуляції теплоносія. Крім того, через більш високу температуру теплоносія й відповідно більш інтенсивне окиснення й смолоутворення у схемі передбачено додаткові пристрої для очищення ВОТ. При паровому обігріві за схемою (з рис. 2.7) немає потреби в спеціальному й складному в експлуатації циркуляційному насосі. Для усунення леткості дифенільної суміші й деяких інших ВОТ усі нагрівальні установки оснащуються спеціальною герметичною арматурою.

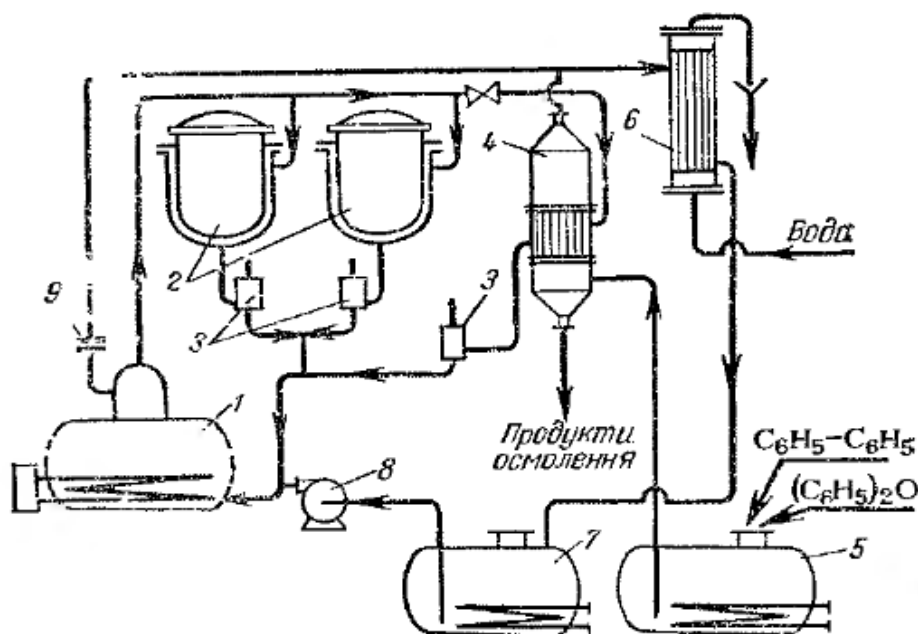


Рис. 2.7. Схема обігріву пари ВОТ:

1 – котел з електрообігрівом; 2 – тепловикористовувальні апарати; 3 – конденсатовідвідники;
4 – теплообмінник-регенератор; 5 – приймальна ємність; 6 – конденсатор; 7 – ємність для
очищеного ВОТ; 8 – насос; 9 – вибухова мембрана

Регулювання температури нагрівання парою дифенільної суміші можливе не тільки шляхом зміни потужності котлів-парогенераторів, але й дроселюванням пари на її вході до тепловикористовувального апарата і шляхом зміни рівня конденсату в оболонках тепловикористовувальних апаратів.

Крім вказаних ВОТ для нагрівання до високих температур ($t \leq 300^\circ\text{C}$) застосовують кремнійорганічні рідини, що переважно являють собою ароматичні ефіри ортокремневої кислоти, наприклад ортокрезилوکсисилан. Ці теплоносії мають хорошу термостійкість, низьку температуру плавлення, високу температуру кипіння при атмосферному тиску, але легко гідролізуються під дією вологи.

Нагрівання розплавленими солями. У хімічній технології часто виникає необхідність нагрівати речовини до температур, що перевищують гранично допустимі температури для ВОТ. У таких випадках для рівномірного обігріву використовують неорганічні рідкі теплоносії – розплавлені солі й рідкі метали.

З різних неорганічних солей і їх сплавів, що застосовуються для нагрівання до високих температур, найбільше практичне значення має **нітрит-нітратна суміш** – потрійна евтектична суміш, що містить (за масою) 40% азотистокислого натрію, 7% азотнокислого натрію і 53% азотнокислого калію (температура плавлення суміші $142,3^\circ\text{C}$). Ця суміш застосовується для нагрівання при атмосферному тиску до температур $500\text{--}540^\circ\text{C}$. До температури 450°C суміш практично не спричиняє корозії вуглецевих сталей. Для виготовлення апаратури і трубопроводів, що працюють при більш високих температурах, використовують хромисті та хромонікелеві сталі. До того ж,

трубопроводи оснащують паровим обігрівом (за допомогою парових труб, прокладених поруч із теплоізолюваною сольовою лінією в одному коробі).

Суміш застосовують практично тільки для обігріву з примусовою циркуляцією, що здійснюється спеціальними насосами пропелерного типу (вертикальними) або безсальниковими відцентровими насосами. Коефіцієнти тепловіддачі від суміші нижчі, ніж від перегрітої води, але примусова циркуляція дає можливість досягати інтенсивного теплообміну.

Нітрит-нітратна суміш є сильним окислювальним агентом. Тому при високих температурах задля безпеки неприпустиме її контактування з речовинами органічного походження, зі стружкою та ошурками чорних і деяких кольорових металів (алюміній, магній).

Нагрівання ртуттю й рідкими металами. Для нагрівання до температур 400–800°C і вище в якості високотемпературних теплоносіїв можуть бути ефективно використані ртуть, а також натрій, калій, свинець й інші легкоплавкі метали та їх сплави. Ці теплоносії вирізняються значною густиною, термічною стійкістю, високою теплопровідністю й коефіцієнтами тепловіддачі. Однак рідким металам і їх сплавам притаманні низькі значення критерію Прандля ($Pr \leq 0,07$). У зв'язку з цим, коефіцієнти тепловіддачі рідких металів слід розраховувати за спеціальними формулами.

Більшість металевих теплоносіїв вогне- й вибухобезпечні й практично не діють на маловуглецеві й леговані сталі. Винятком є калій і натрій, що мають надзвичайно високу хімічну активність, потребують застосування неіржавіючих сталей і займаються зі швидкістю вибуху.

Легкоплавкі метали, крім ртуті, натрію, калію та їх сплавів, використовуються переважно як проміжні теплоносії для нагрівних середовищ. Але іноді вони застосовуються в нагрівальних установках із природною та примусовою циркуляцією.

Ртуть – це єдиний металевий теплоносій, що використовується в пароподібному стані. Тиск пари ртуті дуже низький. У промисловості є ртутно-парові нагрівальні установки, що працюють при природній циркуляції теплоносія й вирізняються високим ККД.

Однак пари металевих теплоносіїв дуже отрутні. Наприклад, концентрація пари ртуті в повітрі виробничих приміщень не повинна перевищувати 0,01 мг/м³ повітря. Тому нагрівальні установки із застосуванням металевих теплоносіїв повинні бути абсолютно герметичними й оснащеними потужною приточно-витяжною вентиляцією. Подібні фактори обмежують можливості промислового використання теплоносіїв цієї групи в процесах хімічної технології.

3. Нагрівання газоподібними високотемпературними теплоносіями в шарі нерухомої або рухомої насадки

Для нагрівання технологічних газів до високих температур іноді використовують газоподібні теплоносії, наприклад, топкові гази, що періодично нагрівають шар насадки. Насадка являє собою невеликі тверді тіла

або зерна, що виготовляється з алюмосилікатів, кварцу, шамоту та інших термостійких неметалевих матеріалів. Вони є проміжним твердим теплоносієм, одержуючи тепло від якого, технологічні гази нагріваються до заданої температури.

Нагрівання газами в шарі **нерухомої насадки**, здійснюється зокрема у регенеративних теплообмінниках. При цьому виникає турбулізація газового потоку й підвищення інтенсивності теплообміну.

Останнім часом успішно використовується нагрівання в шарі **рухомої насадки**. Зернисті матеріали, в яких розмір часток коливаються від 0,05 до 8 мм, мають велику питому поверхню, що дозволяє отримувати значні поверхні теплообміну в малому робочому об'ємі апарата й інтенсифікувати різні процеси тепло і масообміну. Такий спосіб нагрівання називають нагріванням за допомогою запиленних газових і паро-газових потоків.

У нагрівальних установках із циркуляційним зернистим теплоносієм останній рухається або суцільним потоком (в вигляді так званої спадної насадки, рис. 2.8), або переміщується, перебуваючи в псевдорухомому стані, тобто працює в режимі псевдозрідження.

В установці зі спадною насадкою (див. рис. 2.8) топкові гази подаються до верхньої камери 1 через газохід і рухаються вгору назустріч суцільному потоку холодних часток твердого проміжного теплоносія (спадної насадки), що надходить із бункера 2. У результаті інтенсивного теплообміну тверді частки нагріваються до температури на 5–10°C нижче за температуру топкових газів. Нагрітий твердий теплоносій крізь герметичний затвор 3 і бункер 4 подається до нижньої камери 5, де віддає своє тепло технологічному газу, що рухається у протилежному напрямку.

У камері 5 також відбувається інтенсивний теплообмін між твердим нагрітим теплоносієм і технологічним газом, що відокремлюється від твердих часток у циклоні 6 і спрямовується на подальшу переробку. Відпрацьовані топкові гази очищують від пилу в циклоні 7 і виводять в атмосферу. Охолоджений теплоносій і його дрібні частинки, відокремлені в циклонах 6 і 7 за допомогою газодувки 8, пневмотранспортним трубопроводом знову потрапляють до бункера 2.

Нагрівальна установка із псевдозрідженим шаром твердого теплоносія також має у своєму складі теплообмінні камери, але іншої конструкції. Топкові гази спрямовуються по газоходу під розподільну решітку верхньої камери з такою швидкістю, щоб створити псевдозрідження в холодному зернистому матеріалі, що надходить згори. Нагрітий матеріал подають до нижньої камери, де він псевдозріджується потоком технологічного газу, що піднімається крізь отвори розподільної решітки. При цьому відбувається інтенсивний теплообмін між зернистим проміжним теплоносієм і технологічним газом. В цілому схема установки збігається із зображенням на рис. 2.8.

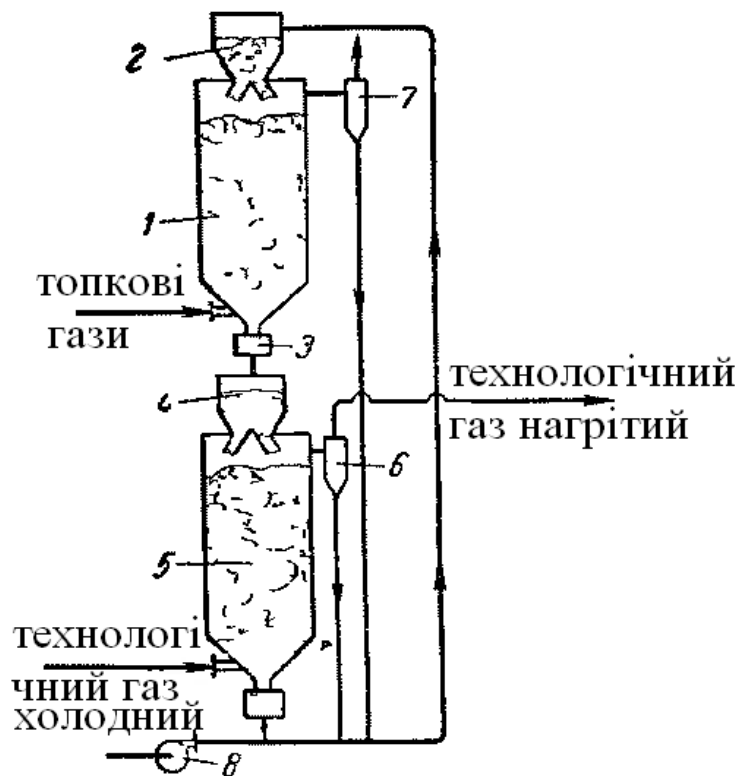


Рис. 2.8. Нагрівальна установка зі спадною насадкою:

1 – верхня камера для нагрівання твердого теплоносія; 2 – бункер для твердого теплоносія;
3 – герметичний затвор; 4 – бункер нижньої камери; 5 – нижня камера для нагрівання технологічного газу; 6 – циклон для очищення технологічного газу; 7 – циклон для очищення топкових газів; 8 – газодувка

4. Нагрівання електричним струмом

Нагрівання електричним струмом можна здійснювати в дуже широкому діапазоні температур. Цей параметр процесу точно підтримується й легко регулюється відповідно до заданого технологічного режиму.

Електричні нагрівальні обладнання компактні й зручні для обслуговування. Але застосування електричного струму для нагрівання є відносно дорого, що зумовлено багатоступінчастістю перетворення хімічної енергії палива на електроенергію. Більші можливості для здешевлення цього способу нагрівання відкриває будівництво потужних електростанцій.

Залежно від способу перетворення електричної енергії на тепло розрізняють нагрівання **електричним опором (омічне нагрівання)**, **індукційне нагрівання**, високочастотне нагрівання, а також нагрівання електричною дугою.

4.1. Нагрівання електричним опором

Це найпоширеніший спосіб нагрівання електричним струмом. Нагрівання здійснюється в електричних печах опору (рис. 2.9) при проходженні струму через нагрівні елементи 2 і 3, виконані у вигляді дровових спіралей або стрічок. Нагрівні елементи виготовляються переважно з хромо-залізо-алюмінієвих

сплавів, що мають великий омичний опір і високу жаростійкість (ніхроми або фехралі). Тепло, виділене при проходженні електричного струму через нагрівні елементи, передається стінкам обігрівального апарата 1. Пекти футерують зсередини вогнетривкою кладкою 4, покривають зовні шаром теплової ізоляції, наприклад, шаром жужільної вати. Для періодичного огляду електронагрівачів електропіч забезпечується опускним обладнанням 5. При живленні печі трифазним струмом температуру нагрівання зазвичай регулюють перемиканням провідників із зірки на трикутник і відповідною зміною споживаної потужності або відключенням окремих секцій нагрівних елементів.

Нагрівання опором здійснюється також за допомогою дровових провідників, намотаних на керамічні сердечники й укладених в труби, що комплектуються в секції. Такі стандартні нагрівні елементи застосовуються, зокрема, у котлах для ВОТ. Нагрівання електричним опором дозволяє досягати температур 1000–1100°C.

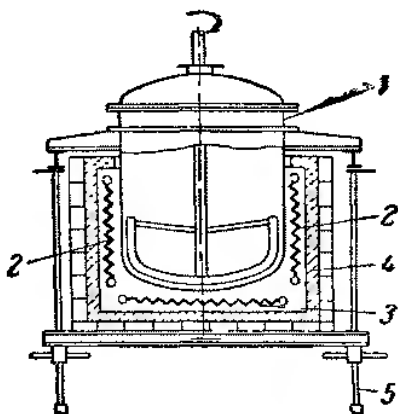


Рис. 2.9. Електрична піч опорного типу: 1 – апарат для обігрівання; 2 – бокові секції нагрівних елементів; 3 – донна секція нагрівного елемента; 4 – футерування печі; 5 – обладнання для футерування

Розрахунки електронагрівачів здійснюється через визначенні потрібної потужності, на основі якої знаходять необхідну силу струму й опір R нагрівача.

За величиною R добирають матеріал, перетини й довжину провідників.

Крім того, за рівняннями теплопередачі обчислюється поверхня елементів, при якій задана кількість тепла буде передаватися середовищу, що нагрівається (переважно випромінюванням) без надмірного підвищення температури й перегорання нагрівача. Розрахунки електронагрівачів наводяться в спеціальній літературі.

4.2. Індукційне нагрівання

Цей спосіб нагрівання електричним струмом оснований на використанні **теплового ефекту з вихровими струмами Фуко**, що виникають у товщі стінок сталевих апаратів під впливом змінного електричного поля. Апарат з індукційним електронагрівом подібний до трансформатора, первинною

обмоткою якого є індукційні котушки, а магнітопроводом і вторинною котушкою – стінки апарата.

На рис. 2.10 зображено реакційний апарат з мішалкою, що має зовнішній індукційний обігрів. Змінне магнітне поле утворюється за допомогою індукційних котушок 2, прикріплених до апарата 1. Апарат оснащений змієвиком 3 й мішалкою 4. Регулювання температури нагрівання здійснюють шляхом перемикання сполуки котушок із зірки на трикутник.

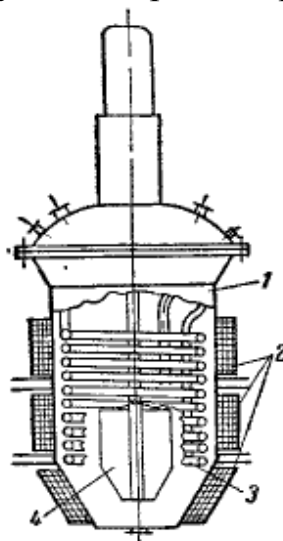


Рис. 2.10. Апарат із зовнішніми індукційними нагрівальними котушками:
1 – реакційний апарат; 2 – індукційні котушки; 3 – паровий змієвик; 4 – листова мішалка

Індукційне нагрівання забезпечує рівномірний обігрів при $t \leq 400^\circ\text{C}$, і дозволяє точно підтримувати задану температуру нагрівання. Електронагрівачі характеризуються малою тепловою інерцією, точним регулюванням температури, а також можливістю повної автоматизації їх роботи.

Недоліком індукційного нагрівання є висока собівартість. Тому з метою економії нагрівання іноді здійснюють комбінованим способом з використанням нагрівної водяної пари. Продукт в апараті спочатку нагрівають насиченою водяною парою, що проходить через змієвик 3 (рис. 2.10) до температури приблизно 180°C , після чого за допомогою індукційного нагрівання підвищують температуру до заданого рівня.

4.3. Високочастотне нагрівання

Такий спосіб застосовують для нагрівання матеріалів, що не проводять електричний струм (діелектриків). Тому його часто називають **діелектричним**. Принцип високочастотного нагрівання полягає в тому, що молекули матеріалу, розміщеного в змінному електричному полі, починають коливатися із частотою поля й при цьому поляризуються. Коливальна енергія часток витрачається на подолання тертя між молекулами діелектрика й перетворюється на тепло безпосередньо в масі матеріалу, що нагрівається. За рахунок використання тепла діелектричних витрат досягається відносно рівномірне нагрівання матеріалу.

Струми високої частоти виникають у лампових генераторах, що перетворюють звичайний змінний струм частотою 50 Гц на струм високої частоти. Останній підводять до пластин конденсатора, між якими міститься матеріал, що нагрівається.

Високочастотний обігрів у хімічній технології застосовують для багатьох цілей, зокрема для нагрівання пластичних мас перед їх пресуванням, для сушіння деяких матеріалів тощо. Температура нагрівання легко й точно регулюється, а процес нагрівання може бути повністю автоматизований. Однак цей спосіб обігріву вимагає досить складної апаратури, і ККД нагрівальних установок низький. Тому раціонально застосовувати високочастотне нагрівання для цінних матеріалів, обігрівання яких більш дешевими способами неефективний.

4.4. Нагрівання електричною дугою

Нагрівання таким способом відбувається у дугових печах, де електрична енергія перетворюється на тепло за рахунок полум'я дуги, створеної між електродами. Над матеріалом, що нагрівається, або поміщають обидва електроди, або встановлюють над матеріалом один електрод, а роль іншого електрода виконує сам матеріал. Електрична дуга дозволяє зосередити більшу електричну потужність у малому об'ємі, усередині якого розпечені гази й пари переходять у стан плазми. Це дає можливість досягти температури 1500–3000°C.

Дугові печі застосовують для одержання карбіду кальцію й фосфору, крекінгу вуглеводнів, для плавки металів у металургії. Як нагрівальне обладнання такі печі не використовують через нерівномірність обігріву й складність регулювання температури нагрівання.

5 ОХОЛОДЖУВАЛЬНІ АГЕНТИ, СПОСОБИ ОХОЛОДЖЕННЯ Й КОНДЕНСАЦІЇ

5.1 Охолодження до звичайних температур

Для охолодження до звичайних температур (приблизно до 10–30°C) використовують переважно доступні й дешеві охолоджувальні агенти – воду й повітря. Порівняно з повітрям вода вирізняється великою теплоємністю, більш високими коефіцієнтами тепловіддачі й дозволяє проводити охолодження до більш низьких температур.

Як охолоджувальний агент застосовують річкову, озерну, ставкову або артезіанську воду. Якщо за місцевими умовами вода дефіцитна або її транспортування пов'язане зі значними витратами, то охолодження проводять відпрацьованою зворотною водою з теплообмінних обладнань. Її охолоджують шляхом часткового випарювання у відкритих басейнах або градирнях змішуванням з потоком повітря. Охолоджену воду знову використовують як охолоджувальний агент.

Температура охолодження залежить від початкової температури води. Річкова, озерна й ставкова вода залежно від пори року має температуру 4–25°C, артезіанська вода – 8–15°C, зворотна вода – приблизно 30°C (у літніх умовах). При проектуванні теплообмінної апаратури слід прийняти початкову температуру води як розрахункову для найбільш несприятливих (літніх) умов, щоб забезпечити надійну й безперебійну роботу теплообмінних обладнань протягом усього року. Температура води, що виходить із теплообмінників, не повинна перевищувати 40–50°C (залежно від складу води), аби звести до мінімуму виділення розчинених у воді солей, що забруднюють теплообмінні поверхні, знижуючи ефективність теплообміну.

Витрату W води для охолодження визначають із рівняння теплового балансу:

$$G \cdot C \cdot (t_n - t_k) = W \cdot C_w (t_2 - t_1), \quad (2.15)$$

звідки

$$W = \frac{G \cdot C \cdot (t_n - t_k)}{C_w (t_2 - t_1)}, \quad (2.16)$$

де G – витрата охолоджуваного середовища; C – середня питома теплоємність цього середовища; C_w – питома теплоємність води; t_n, t_k – початкова й кінцева температури охолоджуваного середовища; t_2, t_1 – початкова й кінцева температури охолоджувальної води.

Вода використовується для охолодження переважно у поверхневих теплообмінниках (холодильниках), що будуть розглянуті нижче. У таких холодильниках вода рухається звичайно знизу вгору, щоб конвекційні струми, обумовлені зміною щільності теплоносія при підвищенні температури, збігалися з напрямком його руху. Вода застосовується також у теплообмінниках змішування, наприклад, розприскується в потоці газу для охолодження й зволоження.

Якщо температура охолоджуваного середовища перевищує температуру кипіння води при атмосферному тиску, то охолодження проводять при частковому випаровуванні води, що знижує витрату води на охолодження. Таке випарне охолодження є насправді не тільки теплообмінним, але й масообмінним процесом.

Випарне охолодження здійснюють у зрошувальних холодильниках, градирнях та інших теплообмінних апаратах, при цьому утворену в них пару іноді використовують як низькотемпературний нагрівний агент.

Атмосферне повітря, незважаючи на відносно низькі коефіцієнти тепловіддачі, усе більше застосовується як охолоджувальний агент. Для покращення теплообміну відведення тепла за допомогою повітря здійснюється шляхом примусової циркуляції за допомогою вентиляторів і збільшенням поверхні теплообміну з боку повітря, наприклад, шляхом її оребрення. Досвід показує, що при використанні повітряного охолодження, наприклад, у великих промислових конденсаторах пари, витрати й вартість енергії на примусову

циркуляцію повітря можуть бути менші за витрати, спричинені водяним охолодженням. Тобто, повітряне охолодження виявляється економнішим за водяне. До того ж, застосування повітряного охолодження знижує загальні витрати води, що особливо важливо при обмеженості місцевих водяних ресурсів.

Повітря як охолоджувальний агент широко використовують у змішувальних теплообмінниках – градирнях. Вони являють собою порожні вежі, у яких згори розпорошується вода, а знизу нагору рухається повітря, що нагнітається вентиляторами. Для збільшення поверхні контакту між водою й повітрям у градирні поміщають насадку, наприклад, дерев'яну хордову чи ін.

5.2 Охолодження до низьких температур

Для досягнення більш низьких температур, що не можливо одержати за допомогою води або повітря (наприклад, 0°C), охолодження проводять шляхом уведення льоду безпосередньо в охолоджуване середовище. При цьому головною умовою є припустимість розчинення цього середовища водою.

Кількість льоду G_l (кг), потрібна для охолодження, визначається рівнянням теплового балансу:

$$G_l(335,2 + C_e t_k) = GC(t_k - t_n), \quad (2.17)$$

звідки

$$G_l = \frac{GC(t_n - t_k)}{335,2 + C_e t_k} \quad (2.18)$$

де G – маса охолоджувальної рідини, кг; C_e – питома теплоємність води; C – питома теплоємність охолоджувальної рідини, кДж/(кг·град); t_k, t_n – кінцева й початкова температури охолоджувальної рідини, $^{\circ}\text{C}$; 335,2 кДж/кг – теплота плавлення льоду.

Вода, утворена в результаті плавлення льоду, має кінцеву температуру охолоджувальної рідини.

Для охолодження до температур, нижчих за 0°C , застосовують холодильні агенти, що являють собою пари низьокіплячих рідин (наприклад, аміаку), зріджені гази (етан та ін.) або холодильні розсоли. Ці агенти використовують у спеціальних холодильних установках, де при їх випаровуванні тепло забирається від охолоджуваного середовища, після чого шляхом компресії пари скраплюються або абсорбуються, й цикл замикається. Опис холодильних установок наведено в спеціальній літературі.

6. Конденсація пари

Конденсація пари (газу) може здійснюватися або шляхом охолодження пари (газу), або за допомогою охолодження й стиснення одночасно. Далі

подано тільки процеси конденсації, проведені шляхом охолодження пари водою й холодним повітрям.

Конденсацію пари часто використовують в основних хіміко-технологічних процесах, наприклад, при випарюванні, вакуум-сушінні тощо, для створення розрідження. Пари, що підлягають конденсації, зазвичай відводять з апарата, де вони утворюються, в окремий закритий апарат – конденсатор, призначений для конденсації пари шляхом охолодження водою або повітрям.

Об'єм одержаного конденсату в тисячу й більш разів менший за об'єму пари, з якої він утворювався. При цьому в конденсаторі утворюється розріджений простір, що збільшується зі зменшенням температури конденсації. Остання, у свою чергу, тим нижче, чим більша (за інших рівних умов) витрата охолоджувального агента й нижча його кінцева температура.

Одночасно з процесом конденсації в робочому просторі конденсатора відбувається накопичення повітря та інших неконденсованих газів, що які виділяються з рідини і проникають через нещільність апаратури з навколишнього середовища. У процесі накопичення неконденсованих газів і зростання їх парціального тиску зменшується їх розрідження. Тому для підтримки вакууму на необхідному рівні необхідно постійно відводити з конденсатора гази. Як правило ці гази відкачують за допомогою вакуум-насоса, що запобігає коливанню тиску, спричиненого зміною температури охолоджувального агента. За способом охолодження розрізняють конденсатори змішування й поверхневі конденсатори.

У конденсаторах змішування пара безпосередньо стикається з охолоджуваною водою, з якою змішується утворений конденсат. Конденсацію в таких апаратах звичайно проводять, коли конденсована пара не має цінності. При цьому для покращення теплообміну між водою й паром збільшують поверхню зіткнення між ними шляхом розподілу води в паровому просторі у вигляді крапель, струмків тощо.

Залежно від способу відведення води, конденсату й неконденсованих газів, конденсатори змішування поділяються на мокрі та сухі. У мокрих конденсаторах вода, конденсат і гази відкачуються одним і тим же мокроповітряним вакуумом. У сухих або барометричних конденсаторах вода і конденсат видаляються разом самопливом, а гази відкачуються окремо за допомогою сухого вакууму. Пристрій конденсаторів змішування розглянуто нижче.

У поверхневих конденсаторах тепло забирається від конденсованої пари через стінку. Найчастіше пара конденсується на зовнішніх або внутрішніх поверхнях труб, омиваних з іншого боку водою або повітрям. Таким чином, одержаний конденсат і охолоджувальний агент виділяються з конденсатора окремо. Якщо конденсат є цінним, то його можна використати. Так, поверхневі конденсатори найчастіше застосовують тоді, коли скраплення й охолодження кінцевого продукту, одержаного, наприклад, у вигляді перегрітої пари, є завершальною операцією виробничого процесу.

У той же час поверхневі конденсатори більш металоемні, ніж

конденсатори змішування, і тому більш дорогі й вимагають великих витрат охолоджувального агента. Це пояснюється тим, що в процесі теплообміну стінка для розділу середовищ, що беруть участь в теплообміні, чинить додатковий термічний опір. Це обумовлює необхідність підвищення середньої різниці температур.

Розділ III

КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

1. Загальні відомості

Залежно від способу передачі тепла розрізняють дві основні групи теплообмінників:

1) **поверхневі теплообмінники** – це апарати, у яких перенесення тепла між середовищами, що обмінюються теплом, відбувається через поділяючу їх поверхню теплообміну – глуху стінку;

2) **теплообмінники змішування** – це апарати, у яких тепло передається від одного середовища до іншої при їх безпосередньому зіткненні.

Значно рідше застосовуються в хімічній промисловості **регенеративні** теплообмінники – це апарати, у яких нагрівання рідких середовищ відбувається за рахунок їх зіткнення з раніше нагрітими твердими тілами – насадкою, яка заповнює апарат, що періодично нагрівається іншим теплоносієм.

Поверхневі теплообмінники найпоширеніші і їх конструкції досить різноманітні. Нижче розглянуті типові, в основному нормалізовані, конструкції поверхневих теплообмінників і розповсюджених конденсаторів змішування.

У хімічній технології застосовуються теплообмінники, виготовлені із різних металів (вуглецевих і легированих сталей, міді, титану, танталу та ін.), а також з неметалічних матеріалів, наприклад графіту, тефлону та ін. Вибір матеріалу зумовлюється в основному його корозійною стійкістю і теплопровідністю, причому конструкція теплообмінного апарата суттєво залежить від властивостей обраного матеріалу.

Конструкції теплообмінників повинні відрізнятися простотою, зручністю монтажу та ремонту. У ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати можливо менше забруднення поверхні теплообміну і бути легко доступною для огляду та очищення.

2. Теплообмінники

2.1. Трубчасті теплообмінники

Кожухотрубчасті теплообмінники. Ці теплообмінники належать до найчастіше вживаних поверхневих теплообмінників. На рис. 3.1,а показаний кожухотрубчастий теплообмінник жорсткої конструкції, який складається з корпусу або кожуха 1 і приварених до нього трубних решіток 2. У трубних решітках закріплені пучок труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках і болтах) кришки 4.

У кожухотрубчатому теплообміннику одне з середовищ І, що обмінюються теплом, рухається усередині труб (у трубному просторі), а інше ІІ – у міжтрубному просторі апарата.

Теплоносії зазвичай направляють протитечією один до одного. При цьому теплоносій, що нагрівається, направляють знизу нагору, а середовище, що віддає тепло, у протилежному напрямку. Такий напрямок руху кожного теплоносія збігається з напрямком, у якому прагне рухатися дане середовище під впливом зміни її густини при нагріванні або охолодженні.

Крім того, при зазначених напрямках руху теплоносіїв досягається більш рівномірний розподіл швидкостей, відповідний умовам теплообміну по площі поперечного перерізу апарата. Негативні умови можуть

виникати при подачі більш холодного середовища зверху теплообмінника. Так більш нагріта частина рідини має меншу густину, може накопичуватися у верхній частині апарата, утворюючи «застійні» зони.

Труби в решітках зазвичай рівномірно розміщують по периметрах правильних шестикутників, тобто по вершинах рівносторонніх трикутників (рис. 3.2,а), рідше застосовують розміщення труб по концентричних колах (рис. 3.2,б).

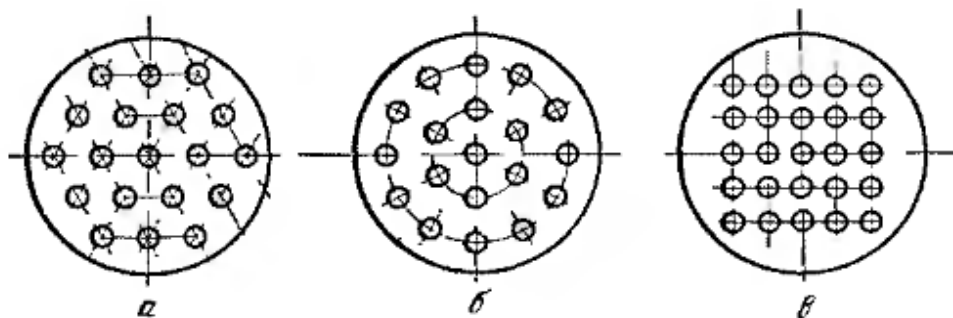


Рис. 3.2. Способи розміщення труб в теплообмінниках:
а – по периметрах правильних шестикутників; б – по концентричних колах;
в – по периметрах прямокутників

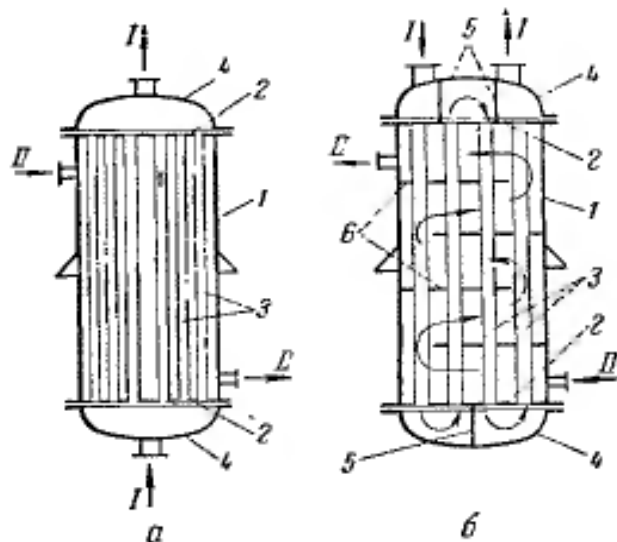


Рис. 3.1. Кожухотрубчасті одноходовий (а) і багатоходовий (б) теплообмінники:

1 – корпус; 2 – трубна решітка;
3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки в кришках; 6 – перегородка в міжтрубному просторі

В окремих випадках, коли необхідно забезпечити зручне очищення зовнішньої поверхні труб, їх розміщують по периметрах прямокутників (рис. 3.2,в). Усі зазначені способи розміщення труб мають одну мету – забезпечити більш можливо компактне розміщення необхідної поверхні теплообміну усередині апарата. В більшості випадків найбільша компактність досягається при розміщенні трубок по периметрах правильних шестикутників.

Труби закріплюють у решітках найчастіше розвальцьовуванням (рис. 3.3,а,б), причому особливо міцне з'єднання (необхідне у випадку роботи апарата при підвищених тисках) досягається при обладнанні в трубних решітках отворів з кільцевими канавками, які заповнюються металом в процесі її розвальцьовування (рис. 3.3,б). Крім того, використовують закріплення труб зварюванням (рис. 3.3,в), якщо матеріал труби не піддається розтягуванню, то припустиме тверде з'єднання труб із трубною решіткою, а також пайкою (рис. 3.3,г). Це застосовується для з'єднання головним чином мідних і латунних труб. Зрідка використовують з'єднання труб з решіткою за допомогою сальників (рис. 3.3,д). Це допускає вільне поздовжнє переміщення труб і можливість їх швидкої заміни і дозволяє значно зменшити їх температурну деформацію. Але цей спосіб є складним, дорогим і недостатньо надійним.

Теплообмінник, що зображений на рис. 3.1,а, є одноходовим. При порівняно невеликих витратах рідини швидкість її руху в трубах таких теплообмінників низька і, отже, значення коефіцієнтів тепловіддачі малі. Для інтенсифікації теплообміну при даній поверхні теплообміну можна зменшити діаметр труб, відповідно збільшивши їх висоту (довжину). Однак теплообмінники невеликого діаметру і значної висоти незручні для монтажу, вимагають високих приміщень і підвищеної витрати металу на виготовлення деталей, які не беруть участь безпосередньо в теплообміні (кожух апарата). Тому більш раціонально збільшувати швидкість теплообміну шляхом застосування багатоходових теплообмінників.

Багатоходовий (рис. 3.1,б) теплообмінник має корпус 1, трубні решітки 2, з укріпленими в них трубами 3 і кришки 4. За допомогою поперечних перегородок 5, встановлених у кришках теплообмінника, труби розділені на секції, або ходи, по яких послідовно рухається рідина, що протікає в трубному просторі теплообмінника. Зазвичай розбивку на ходи роблять таким чином, щоб у всіх секціях було приблизно однакова кількість труб.

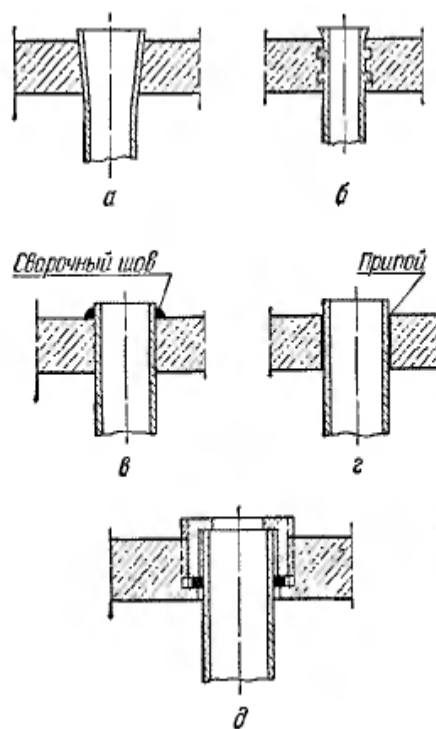


Рис. 3.3. Закріплення труб в трубних решітках:
а – розвальцьовуванням;
б – розвальцьовуванням з канавками; в – зваркою; г – паянням;
д – сальниковими пристроями

Внаслідок меншої площі сумарного поперечного перерізу труб, розміщених в одній секції, у порівнянні з поперечним перерізом усього пучка труб, швидкість рідини в трубному просторі багатоходового теплообмінника зростає (відносно швидкості в одноходовому теплообміннику) у число раз, рівне числу ходів. Так, у чотириходовому теплообміннику (рис. 3.1,б) швидкість у трубах за інших рівних умов у чотири рази більша, чим в одноходовому. Для збільшення швидкості і підвищення шляху руху середовища в міжтрубному просторі служать сегментні перегородки 6. У горизонтальних теплообмінниках ці перегородки є одночасно проміжними опорами для пучка труб.

Підвищення інтенсивності теплообміну в багатоходових теплообмінниках супроводжується зростанням гідравлічного опору і ускладненням конструкції апарата. Тому доцільна кількість ходів не повинна перевищувати 5–6. Багатоходові теплообмінники працюють за принципом змішаного струму, що призводить до деякого зниження рушійної сили теплопередачі в порівнянні із чисто протитечієм рухом теплоносіїв.

В одноходових і особливо в багатоходових теплообмінниках теплообмін може погіршуватися унаслідок виділення розчинених в рідині (або парі) повітря та інших неконденсованих газів. Для їх періодичного видалення у верхній частині кожуха теплообмінників встановлюють продувні краники.

Одноходові і багатоходові теплообмінники можуть бути вертикальними або горизонтальними. Вертикальні теплообмінники простіші в експлуатації і займають меншу виробничу площу. Горизонтальні теплообмінники виготовляються зазвичай багатоходовими і працюють при великих швидкостях середовищ, що беруть участь в теплообміні. Таким чином можна звести до мінімуму розшарування рідин унаслідок різниці їх температур і густині, а також усунути утворення застійних зон.

Якщо середня різниця температур труб і кожуха в теплообмінниках жорсткої конструкції; тобто з нерухомими, привареними до корпусу трубними решітками, стає значною (приблизно рівною або більшою 50°C), то труби і кожух подовжуються неоднаково. Це викликає значну напругу в трубних решітках, може порушити щільність з'єднання труб з решітками, привести до руйнування зварних швів, та недопустимого змішування теплоносіїв. Тому при різницях температур труб і кожуха, більших 50°C , або при значній довжині труб застосовують кожухотрубчаті теплообмінники нежорсткої конструкції, що допускає деяке переміщення труб відносно кожуха апарата.

Для зменшення температурних деформацій, обумовлених великою різницею температур труб і кожуха, значною довжиною труб, а також відмінністю матеріалу цих елементів, використовують кожухотрубчаті теплообмінники з лінзовим компенсатором (рис. 3.4,а). Ці апарати мають на корпусі лінзовий компенсатор 1, що піддається пружній деформації. Така конструкція відрізняється простотою, але застосовується лише при невеликому надлишковому тиску в міжтрубному просторі, що зазвичай не перевищують $6\text{--}10^5 \text{ н/м}^2$ (6 атм.).

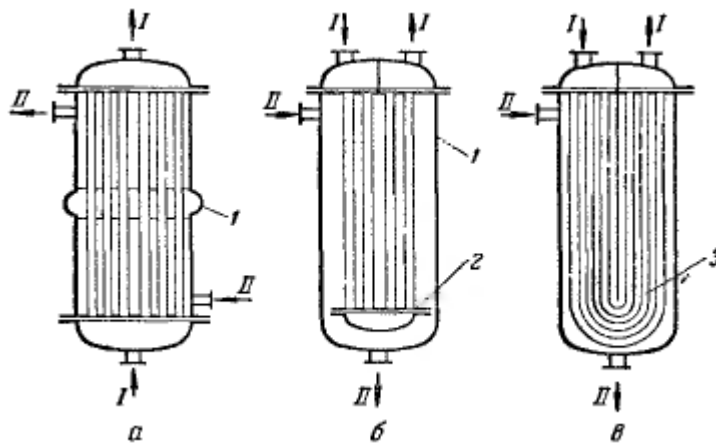


Рис. 3.4. Кожухотрубчаті теплообмінники з компенсуючими пристроями: а – з лінзовим компенсатором, б – з плаваючою голівкою, в – з U-подібними трубами. 1 – компенсатор; 2 – рухомі трубні решітки; 3 – U-подібні труби

При необхідності забезпечення значних переміщень труб і кожуха використовують теплообмінник із плаваючою голівкою (рис. 3.4,б). Нижня трубна решітка 2 рухлива, що дозволяє всьому пучку труб вільно переміщуватись незалежно від корпусу апарата. Цим запобігають небезпечну температурну деформацію труб і порушення щільності їх з'єднання із трубними решітками. Однак компенсація температурних подовжень досягається в цьому випадку за рахунок ускладнення конструкції та збільшення ваги теплообмінника. У кожухотрубчатому теплообміннику з U-подібними трубами (рис. 3.4,в) самі труби 3 виконують функцію компенсуючого пристрою. При цьому спрощується і полегшується конструкція апарата, що має лише одну нерухому трубну решітку. Зовнішня поверхня труб може бути легко очищена при вилученні всієї трубчатки з корпусу апарата. Крім того, у теплообмінниках такої конструкції, що є дво- або багатоходовими, досягається досить інтенсивний теплообмін. Недоліки теплообмінників з U-образними трубами: труднощі з очищенням внутрішньої поверхні труб, складність розміщення великої кількості труб у трубній решітці.

У хімічній промисловості застосовуються також теплообмінники з подвійними трубами (рис. 3.5). З однієї сторони апарата розміщено дві трубні решітки, причому в решітці 1 закріплений пучок труб 2 меншого діаметру, відкритих з обох кінців, а в решітці 3 – труби 4 більшого діаметра із закритими лівими кінцями і установлені концентрично відносно труб 2. Середовище 1 рухається по кільцевих просторах між трубами 2 і 4 і виводиться з міжтрубного простору теплообмінника по трубах 2. Інше середовище II рухається зверху вниз по міжтрубному простору корпусу теплообмінника, обмиваючи труби 4 зовні. У теплообмінниках такої конструкції труби можуть подовжуватися під дією температури незалежно від корпусу теплообмінника.

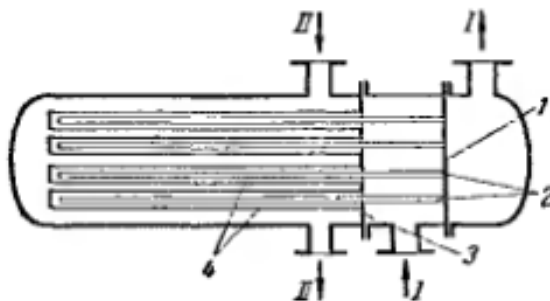


Рис. 3.5. Кожухотрубчатий теплообмінник з подвійними трубами: 1, 3 – трубна решітка; 2 – внутрішні труби; 4 – зовнішні труби

Елементні теплообмінники. Для підвищення швидкості руху середовища в міжтрубному просторі без застосування перегородок, що затрудняють очищення апарата, використовують елементні теплообмінники. Кожний елемент такого теплообмінника являє собою найпростіший кожухотрубчатий теплообмінник. Теплоносії послідовно проходять через окремі елементи (це пучок труб у кожусі невеликого діаметру). Теплообмінник, що має декілька таких елементів (ходів), допускає значні надлишкові тиски в міжтрубному просторі; його можна розглядати як модифікацію багатоходового кожухотрубчатого теплообмінника.

В елементних теплообмінниках взаємний рух середовищ наближається до ефективної схеми чистої протитечії. Однак внаслідок поділу загальної поверхні теплообміну на окремі елементи, конструкція стає більш громіздкою і вартість теплообмінника зростає.

Двотрубчаті теплообмінники. Теплообмінники цієї конструкції, мають назву також теплообмінники типу «труба в трубі» і складаються з декількох послідовно з'єднаних трубчастих елементів, утворених двома концентрично розташованими трубами (рис. 3.6). Один теплоносій рухається по внутрішніх трубах 1, а інший – по кільцевому зазору між внутрішніми 1 і зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби (зазвичай діаметром 57–108 мм) з'єднуються калачами 3, а зовнішні труби, що мають діаметр 76–159 мм, – патрубками 4.

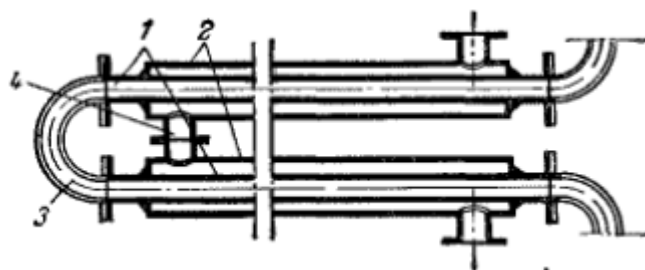


Рис. 3.6. Двотрубчатий теплообмінник:
1 – внутрішні труби; 2 – зовнішні труби;
3 – калач; 4 – патрубок

Завдяки невеликим поперечним перерізам трубного і міжтрубного простору у двотрубчатих теплообмінниках навіть при невеликих витратах теплоносіїв досягаються досить високі швидкості рідини, приблизно 1–1,5 м/с. Це дозволяє одержувати більш високі коефіцієнти теплопередачі і досягати

більш високих теплових навантажень на одиницю маси апарата, ніж в кожухотрубчатих теплообмінниках. Крім того, зі збільшенням швидкостей теплоносіїв зменшується можливість відкладання забруднень на поверхні теплообміну.

Разом з тим ці теплообмінники більш громіздкі, ніж кожухотрубчаті, і вимагають більшої витрати металу на одиницю поверхні теплообміну, яка в апаратах такого типу утворюється тільки внутрішніми трубами.

Двотрубчаті теплообмінники можуть ефективно працювати при невеликих витратах теплоносіїв, а також при високих тисках.

Якщо потрібна більша поверхня теплообміну, то ці апарати виконують із декількох паралельних секцій.

2.2. Змієвикові теплообмінники

Заглибні теплообмінники. У заглибному змієвиковому теплообміннику (рис. 3.7.) краплинна рідина, газ або пара рухаються по спіральному змійовику 1, виконаному із труб діаметром 15–75 мм, і зануреному у рідину, що перебуває в корпусі 2 апарата. Внаслідок великого об'єму корпусу, у якому перебуває змійовик, швидкість рідини в корпусі незначна, що обумовлює низькі значення коефіцієнта тепловіддачі зовні змійовика. Для його збільшення підвищують швидкість рідини в корпусі шляхом встановлення в ньому внутрішньої склянки 3. Але при цьому значно зменшується корисно використовуваний об'єм корпусу апарата. Разом з тим у деяких випадках, великий об'єм рідини, що заповнює корпус, має і позитивне значення, тому що забезпечує більш усталену роботу теплообмінника при коливаннях режиму. Труби змійовика кріпляться на конструкції 4.

У теплообмінниках цього типу змійовики часто виконані із прямих труб, які з'єднані калачами. При значних витратах середовища, що рухається по змійовику із прямими трубами, його спочатку направляють у загальний колектор, з якого воно надходить у паралельні секції труб і відводиться знову через загальний колектор. При такому паралельному включенні секцій знижується швидкість і зменшується довжина шляху потоку, що приводить до зниження гідравлічного опору апарата.

Тепловіддача в міжтрубному просторі заглибних теплообмінників малоінтенсивна, тому що тепло передається практично шляхом вільної конвекції. Тому теплообмінники такого типу працюють при низьких теплових навантаженнях. Незважаючи на це заглибні теплообмінники знаходять досить широке застосування внаслідок простоти обладнання, дешевини, доступності для очищення і ремонту, а також зручності роботи при високих тисках і в хімічно активних середовищах також. Вони застосовуються при поверхнях нагрівання до 10–15 м².

Якщо в якості теплоносія, що гріє, у заглибному теплообміннику використовується насичена водяна пара, то відношення довжини змійовика до його діаметра не повинне перевищувати певної межі; наприклад, при тисках пари $2 \cdot 10^5$ – $5 \cdot 10^5$ н/м² (2–5 атм.) це відношення не повинне бути більше 200–

275. А якщо ні, то скупчення парового конденсату в нижній частині змієвика викличе значне зниження інтенсивності теплообміну при значному збільшенні гідравлічного опору.

Зрошувальні теплообмінники. Такий теплообмінник (рис. 3.8) має вигляд змієвика, який змонтований з прямих труб 1, з'єднаних між собою калачами 2. Труби зазвичай розташовані у вигляді паралельних вертикальних секцій (на рисунку показана тільки одна секція) із загальними колекторами для подачі і відводу охолоджуваного середовища. Зверху змієвики зрошуються водою, що рівномірно розподіляється у вигляді крапель і струмків за допомогою жолоба 3 із зубчастими краями. Відпрацьована вода відводиться з піддона 4, встановленого під змієвиками.

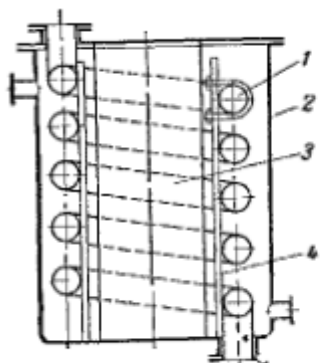


Рис. 3.7. Змієвиковий теплообмінник
1 – спіральний змієвик;
2 – корпус апарату;
3 – внутрішній стакан;
4 – конструкція для кріплення змієвика

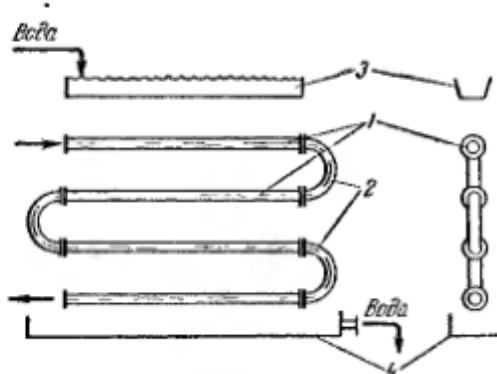


Рис. 3.8. Зрошувальний теплообмінник: 1 – секція прямих труб;
2 – калачі; 3 – розподільний жолоб;
4 – піддон

Зрошувальні теплообмінники застосовуються головним чином у якості холодильників і конденсаторів, причому близько половини тепла витрачається на випарювання охолоджуючої води. У результаті чого витрата води різко знижується в порівнянні з цим показником в холодильниках інших типів. Відносно мала витрата охолоджуючої води – важлива перевага зрошувальних теплообмінників, які, крім цього, відрізняються також простотою конструкції і легкістю очищення зовнішньої поверхні труб.

Незважаючи на те що коефіцієнти теплопередачі в зрошувальних теплообмінниках, що працюють за принципом перехресної течії, трохи вище, чим у заглибних, їх істотними недоліками є: громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, нижні кінці яких при зменшенні витрати охолоджуючої води погано зрошуються водою та практично не приймають участь у теплообміні. Крім того, до недоліків цих теплообмінників можна віднести: корозію труб киснем повітря, наявність крапель і бризів, що попадають у навколишній простір.

У зв'язку з випарюванням води, яке підсилюється при недостатньому зрошенні, теплообмінники цього типу найчастіше встановлюють на відкритому повітрі; їх огорожують дерев'яними решітками (жалюзі), головним чином для того, щоб звести до мінімуму віднесення бризів води.

Зрошувальні теплообмінники працюють при невеликих теплових навантаженнях і коефіцієнти теплопередачі в них невисокі. Їх часто виготовляють із хімічно стійких матеріалів.

2.3. Пластинчасті теплообмінники

У пластинчастому теплообміннику (рис. 3.9) поверхня теплообміну утворюється гофрованими паралельними пластинами 1,2 за допомогою яких створюється система вузьких каналів шириною 3–6 мм із хвилястими стінками. Рідини, між якими відбувається теплообмін, рухаються в каналах між суміжними пластинами, обмиваючи протилежні бічні сторони кожної пластини.

Пластина (рис. 3.10) має на передній поверхні три прокладки. Більша прокладка 1 обмежує канал для руху рідини I між пластинами, а також отвору 2 і 3 для входу рідини I у канал і виходу з нього; дві малі кільцеві прокладки 4 ущільнюють отвори 5 і 6, через які надходить і відводиться рідина II, що рухається протитечією.

На рис. 3.9 рух рідини I показано схематично пунктирною лінією, а рідини II – суцільною лінією. Рідина I надходить через штуцер 3, рухається по непарних каналах (рахуючи справа наліво) і віддаляється через штуцер 4. Рідина II подається через штуцер 5, рухається по парних каналах і виходить через штуцер 6.

Пакет пластин затискається між нерухомою плитою 7 і рухомою плитою 8 за допомогою гвинтового затиску 9.

Внаслідок значних швидкостей, з якими рухаються рідини між пластинами, досягаються високі коефіцієнти теплопередачі, аж до 3800 Вт/м^2 та більше при малому гідравлічному опорі.

Пластинчасті теплообмінники легко розбираються і очищаються від забруднень. До їх недоліків можна віднести: неможливість роботи при високих тисках і труднощі вибору еластичних хімічно стійких матеріалів для прокладок.

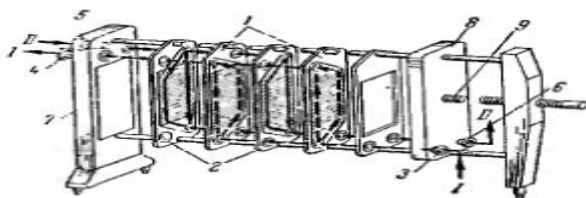


Рис. 3.9. Схема пластинчатого теплообмінника:
1 – парні пластины; 2 – непарні пластины; 3, 4 – штуцера для входу і виходу теплоносія I; 5, 6 – те ж, для теплоносія II; 7 – нерухома головна плита; 8 – рухома головна плита; 9 – стяжний гвинтовий пристрій

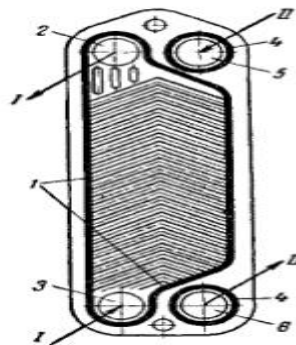


Рис. 3.10. Пластина пластинчатого теплообмінника:
1, 4 – прокладки;
2, 3 – отвори для рідини I;
5, 6 – отвори для рідини II

2.4. Оребрені теплообмінники

До числа компактних і ефективних теплообмінників, створених за останній час, відносять різні конструкції теплообмінних апаратів з оребреними поверхнями. Застосування оребрення дозволяє значно підвищити теплові навантаження апаратів, при використанні теплоносіїв з низькими коефіцієнтами тепловіддачі (гази, високов'язкі рідини).

Крім трубчастих теплообмінників із трубами, що мають поперечні ребра прямокутного (рис. 3.11,а) або трапецієподібного перетину (рис. 3.11,б), розроблені конструкції з поздовжніми, плавниковими, дрововими, голчастими, безперервними спіральними ребрами та ін.

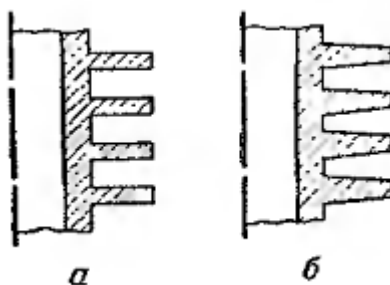


Рис. 3.11. Елементи оребреного теплообмінника:
а – прямокутні ребра; б – трапецієвидні ребра

Труби з поперечними ребрами різної форми широко використовуються, зокрема, в апаратах для нагрівання повітря — калориферах (рис. 3.12), а також в апаратах повітряного охолодження. При нагріванні повітря зазвичай застосовують насичену водяну пару, що надходить у колектор 1 і далі в пучок оребрених труб 2. Конденсат відводиться з колектора 3. Іноді використовують

поздовжні ребра, з метою турбулізації приграничного шару (що особливо важливо при ламінарній течії теплоносія).

Конструкції обребрених теплообмінників різноманітні. Схема будови сучасного пластинчато-ребристого теплообмінника, що працює за принципом протитечії, наведена на рис. 3.13. Теплообмінники такого типу використовуються, наприклад, у низькотемпературних установках для розділення повітря.

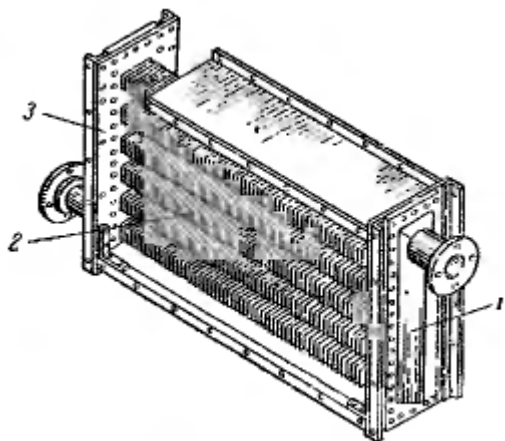


Рис. 3.12. Пластинчастий калорифер: 1 – колектор для входу пари; 2 – обребнена труба; 3 – колектор для прийому конденсату

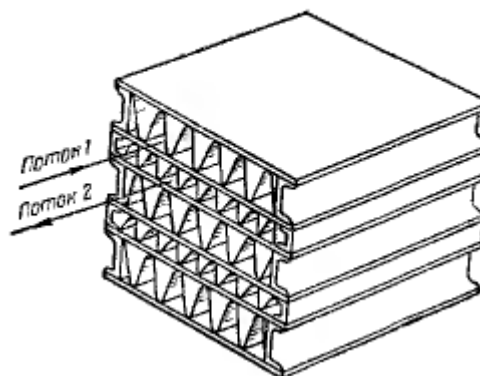


Рис. 3.13. Схема будови пластинчато-ребристого теплообмінника

2.5. Спіральні теплообмінники

У спіральному теплообміннику (рис. 3.14) поверхня теплообміну утворюється двома металевими пластинами 1 і 2, згорнутими по спіралі. Внутрішній згорт приварено до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварено один з одним. З торців спіралі закриті, встановленими на прокладках плоскими кришками 4 і 5. Таким чином, усередині апарата утворюються два ізольовані один від іншого спіральні канали (шириною 2–8 мм), по яких, зазвичай протитечією, рухаються теплоносії. Як показано на рис. 3.14, теплоносій I надходить через нижній штуцер і відводиться через бічний штуцер у правій кришці теплообмінника, а теплоносій II входить у верхній штуцер і віддається через бічний штуцер у лівій кришці.

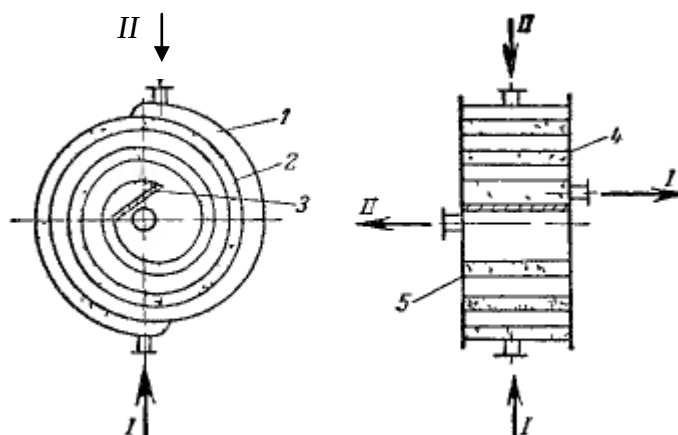


Рис. 3.14. Спіральний теплообмінник:
1, 2 – листи, згорнуті в спіралі; 3 – перегородка;
4, 5 – кришки

Є також конструкції спіральних теплообмінників перехресного струму, що застосовуються головним чином для нагрівання і охолодження газів і конденсації парів.

Спіральні теплообмінники досить компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин 1–2 м/с) і мають при рівних швидкостях середовищ нижчий гідравлічний опір, ніж трубчасті теплообмінники різних типів. Разом з тим, ці апарати складні у виготовленні і працюють при обмежених надлишкових тисках, що не перевищують $10\text{--}10^5$ н/м² (10 атм.), тому що намотування спіралей утрудняється зі збільшенням товщини листів. Крім цього, виникають труднощі при створенні щільної сполуки між спіралями і кришками. Спіральні теплообмінники стандартизовані за ГОСТ 12067-6.

2.6. Теплообмінне обладнання реакційних апаратів

Для обігріву і охолодження реакційних та інших апаратів різноманітних конструкцій застосовують різне обладнання, у якому поверхня теплообміну утворюється стінками самого апарата.

До обладнань, що використовують у якості теплообмінного елемента стінки апарата, використовують оболонки (рис. 3.15). До фланця корпусу апарата 1 кріпиться на прокладці та болтах оболонка 2. У деяких випадках оболонку приварюють до стінок апарата, але при цьому утрудняються її очищення і ремонт. У просторі між оболонкою і зовнішньою поверхнею стінок апарата рухається теплоносій. На рис. 3.15,а показаний обігрів апарата через оболонку парою, яку при діаметрі апарата більше 1 м, подають для підвищення рівномірності обігріву з двох сторін через штуцера 3, а конденсат відводять через штуцер 4.

Поверхня теплообміну оболонок обмежена площею стінок і днища апарата і зазвичай не перевищує 10 м².

Тиск теплоносія в оболонці має бути не більше 6–10 атмосфер, оскільки при більших тисках необхідне стовщування стінки апарата та оболонки.

Для тисків понад $73,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ (75 атмосфер) більш застосовані оболонки з анкерними зв'язками (рис. 3.15,б). Ці оболонки мають виштампувані в шаховому порядку круглі отвори, і по внутрішнім кінцям отворів стінка оболонки 2 приварена до зовнішньої стінки апарата. Оболонки такої конструкції мають не тільки підвищену механічну міцність, але й забезпечують більш високі швидкості руху теплоносія в порожнинах між анкерними зв'язками, а отже, і більші коефіцієнти тепловіддачі.

Нагрівання або охолодження при підвищених тисках теплоносія (до $58,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ або 60 атм.) може бути здійснене також за допомогою змійовиків, приварених до зовнішньої стінки апарата і виготовлених з напівциліндрів – розрізаних по утворюючих трубах (рис. 3.16,а) або з профілю кутової сталі (рис. 3.16,б).

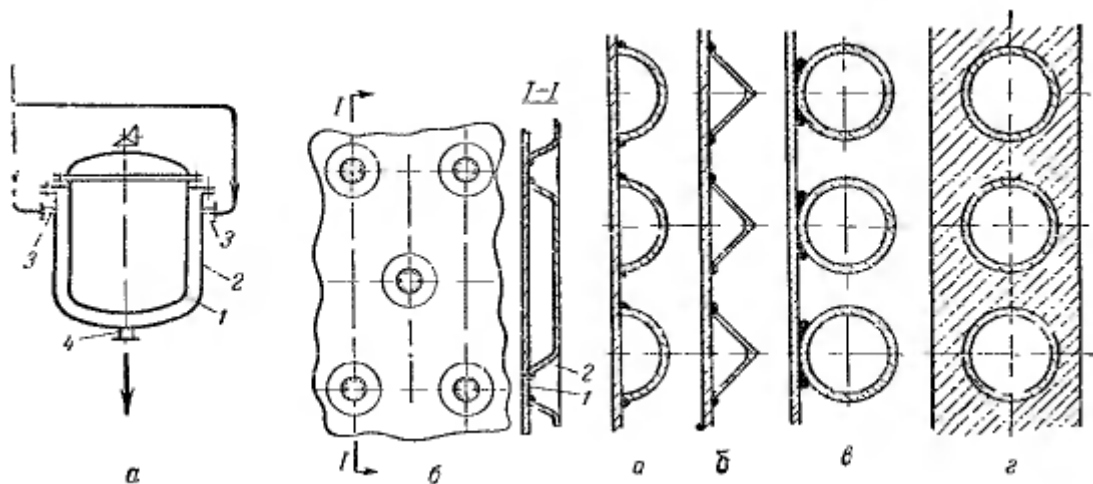


Рис. 3.15. Апарат з оболонкою:
а – апарат з паровою оболонкою;
б – оболонка з анкерними зв'язками (деталь); 1 – корпус апарату;
2 – оболонка; 3 – штуцера для введення пари; 4 – штуцер для відведення конденсату

Рис. 3.16. Варіанти виконання змійовиків:
а – з половинок утворюючих труб; б – із профілю кутової сталі;
в – з труб, приварених багат шаровим швом; г – з труб, залитих в стінки апаратів

Для більш високих тисків, що досягають $246 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ (250 атм.), наприклад у системах обігріву перегрітою водою, до зовнішньої стінки апарата багат шаровим швом приварюють змійовики (рис. 3.16,в). Це обладнання більше застосовується зі сталевими змійовиками, які залиті в чавунні стінки апарата (рис. 3.16,г) при його виливку.

При заливанні змійовиків одержують відносно низькі коефіцієнти теплопередачі, тому що внаслідок різниці коефіцієнтів об'ємного розширення сталі і чавуну можливе утворення місцевих повітряних зазорів між змійовиком і стінкою апарата. Це призводить до зростання термічного опору. Крім того, виготовлення такої системи ускладнено, а ремонт змійовиків виконати практично неможливо.

2.7. Теплообмінники інших типів

Блокові теплообмінники. Для процесів теплообміну, що протікають у хімічно агресивних середовищах, у ряді випадків використовують теплообмінники з неметалічних матеріалів. Зазвичай такі матеріали (стекло, кераміка, тефлон та ін.) мають значно меншу теплопровідність, ніж метали. Виключення становить графіт, який для усунення пористості попередньо просочують фенолформальдегідними смолами. Просочений графіт є хімічно стійким матеріалом у досить агресивних середовищах (наприклад, у гарячій соляній, розведений сірчаній, фосфорній кислоті та ін.) і відрізняється високими коефіцієнтами теплопровідності, рівними 92–116 Вт/(м·град.).

Типовими теплообмінними апаратами із графіту є блокові теплообмінники (рис. 3.17), що складається з окремих графітових блоків 1, які мають наскрізні вертикальні канали 2 круглого перетину та перпендикулярні їм канали 3. Теплоносій I рухається по вертикальних каналах, а теплоносій II – по горизонтальних каналах 3, проходячи послідовно всі блоки, як показано на рис. 3.17. Горизонтальні канали різних блоків з'єднуються один з одним через бічні переточні камери 4. Графітові блоки ущільнюються між собою прокладками з гуми або тефлону і стягуються торцевими кришками 5 на болтах.

Крім прямокутних блоків застосовують також циліндрові блоки, у яких горизонтальні канали розташовуються радіально.

Робочий тиск у блокових теплообмінниках не перевищує $2,9 \cdot 10^5$ Н/м² (3 атм.).

Шнекові теплообмінники. При тепловій обробці високов'язких рідин і сипких матеріалів, що мають низьку теплопровідність, тепловіддача може бути інтенсифікована шляхом безперервного відновлення поверхні матеріалу, що стикається зі стінками апарата. Це досягається при механічному перемішуванні і одночасному переміщенні матеріалу за допомогою шнеків (рис. 3.18). Матеріал надходить в одного кінця корпусу 1 з оболонкою 2 і переміщується шнеками 3 і 4, які транспортують його до протилежного, розвантажувального кінця корпусу. Іноді для збільшення поверхні теплообміну шнеки виготовляють порожніми і в них через порожні вали, які мають сальники 5, теплоносій подається в порожні витки шнеків.

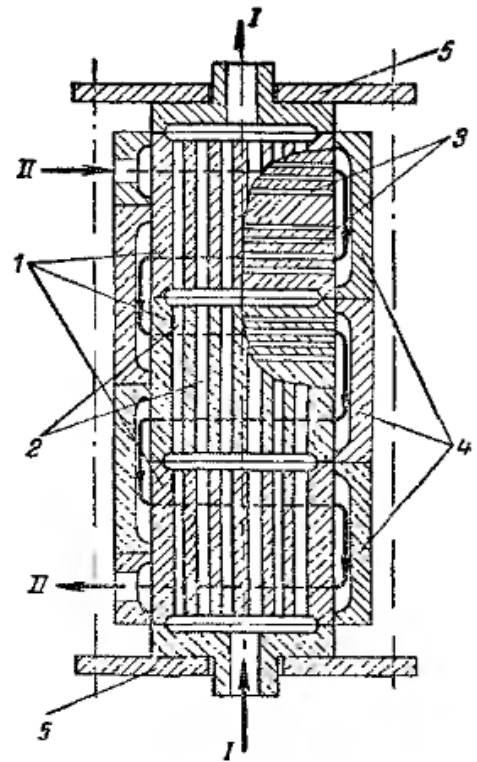


Рис. 3.17. Блоковий теплообмінник з графіту:
1 – графітові блоки;
2 – вертикальні круглі канали; 3 – горизонтальні круглі канали; 4 – бічні переточні камери; 5 – торцеві кришки

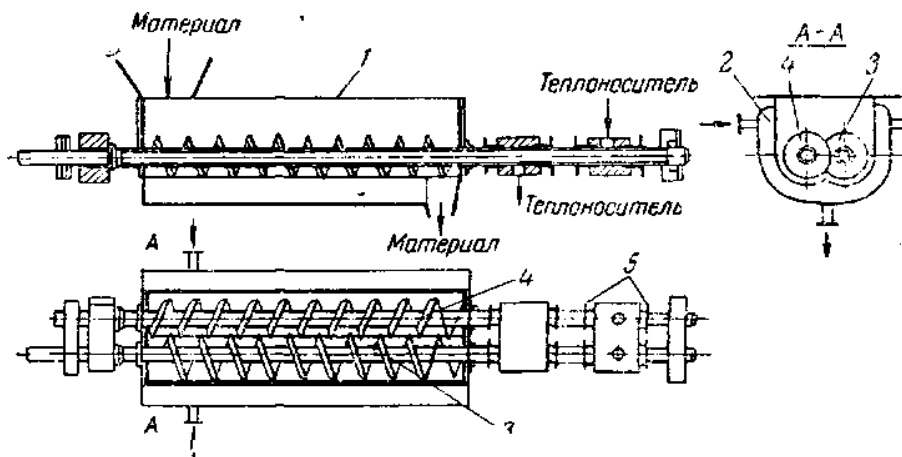


Рис. 3.18. Шнековий теплообмінник:
1 – корпус; 2 – сорочка; 3,4 – порожнисті шнеки;
5 – сальник порожнистих валів

2.8. Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Конструкція теплообмінника повинна задовольняти ряду вимог, що залежать від конкретних умов протікання процесу теплообміну (теплове навантаження апарата, температура та тиск, при яких здійснюється процес, агрегатний стан і фізико-хімічні властивості теплоносіїв, їх хімічна агресивність, умови тепловіддачі, можливість забруднення робочих поверхонь апарата та ін.). При виборі теплообмінника необхідно враховувати також простоту обладнання і компактність апарата, витрату металу на одиницю переданого тепла та інші техніко-економічні показники. Зазвичай жодна з конструкцій не задовольняє повністю всім вимогам і доводиться обмежуватися вибором найбільш підходящої конструкції.

В одноходових кожухотрубчатих теплообмінниках сумарний поперечний переріз труб відносно великий, що дозволяє одержувати досить високі швидкості в трубах тільки при більших об'ємних витратах середовища, що рухається в них. Тому такі апарати раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також у процесі випарювання рідин.

Багатоходові (по трубному простору) кожухотрубчаті теплообмінники застосовуються головним чином у якості парових підігрівачів рідин і конденсаторів. Саме в цих випадках взаємний напрям руху теплоносіїв у багатоходових теплообмінниках (змішаний струм) не призводить до зниження середньої рушійної сили порівняно із протитечією, за принципом якого працюють одноходові теплообмінники. Багатоходові теплообмінники доцільно використовувати також для процесів теплообміну в системах рідина – рідина і газ – газ при великих теплових навантаженнях. Якщо ж необхідна поверхня теплообміну мала, то для зазначених систем більш придатні елементні теплообмінники. Особливе значення мають трубчасті теплообмінники

нежорсткої конструкції (у тому числі багатоходові) у тих випадках, коли різниця температур теплоносіїв значна і необхідна компенсація неоднакового теплового розширення труб та корпусу апарата. Однак ці апарати дорожче теплообмінників жорсткої конструкції.

Теплообмінники з подвійними трубами, незважаючи на подорожчання апарата і більш важким його монтажем, застосовуються в основному в контактнo-каталітичних і реакційних процесах, що протікають при високих температурах, коли необхідно надійно забезпечити вільне подовження всіх труб.

Змієвикові теплообмінники (заглибні, зрошувальні, змійовики, що приварені до зовнішніх стінок апаратів) найбільше ефективно використовують для охолодження і нагрівання сильно агресивних середовищ, коли необхідне застосування хімічно стійких матеріалів, з яких важко або неможливо виготовити трубчасті теплообмінники. Крім того, ці апарати придатні для процесів теплообміну, що протікають під високим тиском. Однак апарати таких конструкцій працюють лише при помірних теплових навантаженнях.

Як вказувалося, основними перевагами спіральних і пластинчастих теплообмінників є компактність і висока інтенсивність теплообміну. Разом з тим їх застосування обмежене невеликими різницями тисків і температур обох теплоносіїв. Спіральні теплообмінники використовуються для нагрівання і охолодження рідин, газів і паро-газових сумішей. Галузь застосування пластинчастих теплообмінників – процеси теплообміну між рідинами.

Важливим фактором, що впливають на вибір типу теплообмінника, є вартість його виготовлення, а також експлуатаційні витрати, що складаються з вартості амортизації апарата і вартості енергії, що затрачується на подолання гідравлічних опорів.

Теплообмінні апарати всіх типів повинні працювати при оптимальному тепловому режимі, що відповідає комбінації заданої продуктивності і інших показників, обумовлених технологічними умовами, з мінімальною витратою тепла.

2.9. Конденсатори змішування

У хімічних виробництвах для процесу конденсації водяної пари найчастіше використовують конденсатори змішування. Ці апарати більш простіші за конструкцією та дешевші ніж поверхневі кожухотрубчасті теплообмінники – конденсатори.

Однієї з найпоширеніших конструкцій конденсаторів змішування є сухий поличний барометричний конденсатор (рис. 3.19,а), що працює при противоточному русі охолодної води і пари. У циліндричний корпус із сегментними полицями 2 знизу через штуцер 3 надходить пара. Вода подається через штуцер 4 (розташований на висоті 12–16 м над рівнем землі) і каскадно перетікає по полицях, що мають невисокі борти. При зіткненні з водою пара конденсується.

Суміш конденсату і води зливається самотливом через штуцер 5 у барометричну трубу 6 висотою приблизно 10 м і далі – у барометричний

ящик 7. Барометрична труба і ящик відіграють роль гідравлічного затвора, що перешкоджає прониканню зовнішнього повітря в апарат. З барометричного ящика вода віддаляється в каналізацію через переливний штуцер.

Разом з парою і охолодною водою в конденсатор попадає деяка кількість повітря; крім того, повітря підсмоктується через нещільності фланцевих з'єднань. Залишковий тиск у конденсаторі потрібно підтримуватися в межах 0,1–0,2 атмосфер. Присутність неконденсованих газів може викликати значне зниження розрідження в конденсаторі. Тому неконденсовані гази відсмоктують через штуцер 8 і відокремлюють від ухоплених бризів води в бризгоуловлювачі. Звідси вода також стікає у вертикальну барометричну трубу і барометричний ящик.

У барометричних конденсаторах іноді замість сегментних полиць застосовуються полки, що представляють собою круглі диски, які чергуються з кільцями (рис. 3.19,б), або також сітчасті сегментні полки. Через отвори останніх вода стікає краплями, внаслідок чого збільшується поверхня її зіткнення з парою, недоліком цієї конструкції є забруднення отворів.

Для установок помірної продуктивності застосовують прямоточні конденсатори (рис. 3.20), розташовані на низькому рівні. Внаслідок цього вода

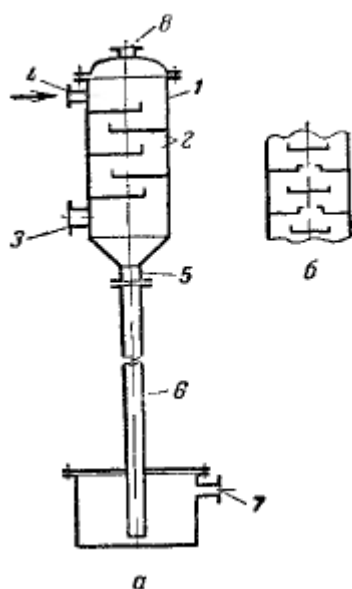


Рис. 3.19. Барометричний конденсатор: а – з сегментними полицями; б – з кільцевими полицями;
1 – циліндричний корпус;
2 – сегментні полиці; 3 – штуцер для підведення пари; 4 – штуцер для підведення води, 5 – штуцер для відведення води і конденсату;
6 – барометрична труба;
7 – барометричний ящик;
8 – штуцер для відведення неконденсованих газів

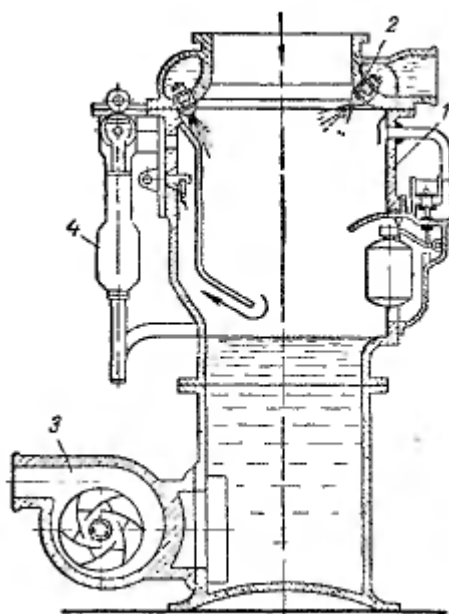


Рис. 3.20. Сухий прямоточний конденсатор низького рівня:
1 – корпус; 2 – сопло;
3 – відцентровий насос.
4 – повітряний насос

найчастіше засмоктується в апарат під дією наявного в ньому розрідження і впорскується в корпус 1 через сопло 2. Пара надходить у конденсатор зверху. Охолоджуюча вода і конденсат відводяться відцентровим насосом 3, а повітря відсмоктується повітряним насосом 4.

Такі конденсатори значно компактніше протиточних барометричних. Однак основний недолік протиточних апаратів (значна висота) компенсується меншою витратою охолоджуваної води, а також меншим об'ємом повітря, що відсмоктується. Останнє обумовлене більш низкою температурою повітря в цих апаратах в порівнянні із прямоточними конденсаторами. Крім того, перевагою протиточних барометричних конденсаторів є найбільш простий та дешевий спосіб відведення води в каналізацію.

Конденсатори змішування широко застосовуються для створення розрідження в установках, що працюють під вакуумом, у тому числі у вакуум-фільтрах, вакуум-сушарках, випарних апаратах та ін.

3. Розрахунки теплообмінних апаратів

3.1. Загальні відомості

При проектуванні теплообмінників їх теплові розрахунки зводяться до визначення необхідної поверхні теплообміну F при відомих витратах, початкової і кінцевої температурах теплоносіїв.

Для діючих теплообмінних апаратів виконують перевіірочні теплові розрахунки, у яких можлива продуктивність апарата зіставляється з фактичної і визначаються умови, відповідні до оптимального режиму роботи теплообмінника. Нижче розглянута загальна методика технологічних розрахунків при проектуванні теплообмінників.

Теплові розрахунки виконують разом з гідравлічними і конструктивними та на основі цього підбирають найбільш відповідні стандартні або нормалізовані конструкції теплообмінних апаратів. Обрана конструкція повинна бути за можливістю оптимальною, що поєднує інтенсивний теплообмін з низькою вартістю, надійністю, дешевизною і зручністю експлуатації.

До проведення теплових розрахунків трубчастих теплообмінників слід встановити доцільність напрямку одного з теплоносіїв у трубне, а іншого – у міжтрубний простір апарата. Вибір простору для руху теплоносія в поверхневому теплообміннику будь-якого типу роблять, виходячи з необхідності поліпшити умови тепловіддачі з боку теплоносія з більшим термічним опором. Тому рідина (або газ), витрата якої менше або яка має більшу в'язкість, рекомендується направляти в той простір, де її швидкість буде вище, наприклад у трубне, а не в міжтрубний простір одноходового кожухотрубчатого теплообмінника. У трубний простір доцільно направляти також теплоносії, що містять тверді суспензії і забруднення для того, щоб полегшити очищення поверхні теплообміну. Це застосовується і для теплоносіїв, що перебувають під надлишковим тиском (з міркувань механічної

міцності апарата), і, на кінець, хімічно активних речовин. Таким чином виготовлення корпусу теплообмінника не потрібно використовувати дорогий корозійностійкий матеріал. Слід враховувати також, що при русі теплоносія, що нагріває, в трубах зменшуються втрати тепла в навколишнє середовище.

Розглядаючи напрямок взаємного руху теплоносіїв, враховують і перевагу протитечії при теплообміні без зміни агрегатного стану, а також доцільність збігу напрямків змушеного і вільного руху теплоносія (наприклад, при русі середовища, що нагрівається, знизу нагору).

Швидкості теплоносіїв в обраному апараті повинні забезпечувати відповідну комбінацію інтенсивного переносу тепла і помірної витрати енергії на переміщення теплоносія. При цьому бажано, щоб теплообмін відбувався в умовах розвиненого турбулентного режиму течії теплоносіїв.

3.2. Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок проектного теплообмінника виконують у наступній послідовності.

Визначення теплового навантаження і витрати теплоносіїв. Теплове навантаження знаходять з рівнянь теплового балансу або, у випадку зміни агрегатного стану одного або обох теплоносіїв, за рівнянням (1.1).

З рівнянь (1.1) і (1.2) визначають також витрати теплоносіїв. Якщо ж їх витрати задані знаходить також невідому в цьому випадку кінцеву температуру одного з теплоносіїв. Якщо невідомі кінцеві температури обох теплоносіїв, то вони задаються, беручи до уваги, що різниця температур між теплоносіями на кінці теплообмінника повинна бути практично не менше 3–5°C. Найбільш бажаний вибір оптимального значення кінцевої температури виконують на основі техніко-економічних розрахунків.

3.3. Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв

У загальному випадку середня різниця температур дорівнює різниці середніх температур теплоносіїв:

$$\Delta t_{cp} = t_{cp1} - t_{cp2}, \quad (3.1)$$

причому середня температура кожного з теплоносіїв може бути визначена за формулою:

$$t_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F t dF, \quad (3.2)$$

де t – поточна температура теплоносія.

Таким чином, для використання рівняння необхідно знати закономірності зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну F , що обмежує

можливості застосування цього рівняння для розрахунків.

При протитечії і прямотечії середню різницю температур визначають як середнелогарифмічну з більшою і меншою різницею температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника або як середньоарифметичну. При більш складних схемах руху теплоносіїв – перехресному і змішаному струмі – середня різниця температур розраховується за тими же рівняннями з введенням поправочного множника, що обчислюється так, як вказувалося раніше.

У розрахунковій практиці рекомендується при протитечії середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур по довжині апарата визначати як середньоарифметичну, а середню температуру другого теплоносія знаходити за відомою величиною Δt_{cp} , користуючись співвідношенням (1.80).

3.4. Визначення коефіцієнта теплопередачі і поверхні теплообміну

Для визначення коефіцієнта теплопередачі K необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 по обидві сторони стінки, що розділяє середовища, а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації теплообмінника зазвичай утворюється (з однієї або двох сторін) шари забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі розраховують залежно від умов тепловіддачі по одному з рівнянь, наведених у розділі I.

Для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі необхідно знати температуру стінки t_{cm} (°C) або питоме теплове навантаження q [Вт/(м²·год)] значення яких, у свою чергу, залежать від величини α . У таких випадках коефіцієнти тепловіддачі зазвичай розраховують методом послідовних наближень: величинами t_{cm} і q задаються та після визначення величини коефіцієнта теплопередачі K перевіряють.

Термічні опори стінки і забруднень знаходять залежно від товщини самої стінки та товщини шару забруднень (за практичним даними), а також від величин коефіцієнтів теплопровідності матеріалу стінки і забруднень.

Коли перенесення тепла відбувається через пласку стінку, коефіцієнт теплопередачі визначається за рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.3)$$

де $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сума термічних опорів стінки та забруднень.

Для тонкої циліндричної стінки K також розраховують за рівнянням (1.77,а).

Одержавши величину K , перевіряють значення попередньо прийнятих, величин t_{cm} і q . У випадку недостатньо задовільного збігу прийнятої та розрахункової величин, роблять перерахування, задаючись новим значенням t_{cm} або q .

Перерахування можна уникнути, якщо для визначення t_{cm} або q

скористатися графічним методом. Він полягає в побудові так званої навантажувальної характеристики проектного теплообмінного апарата.

Так, наприклад, якщо коефіцієнти тепловіддачі по обидві сторони стінки залежать від відповідної температури стінки, то, задаючись рядом значень t_{cm1} , обчислюються і знаходять відповідні значення $q_1 = \alpha_1(t_1 - t_{cm1})$, де t_1 – середня температура одного теплоносія. За величиною термічного опору стінки δ_{cm}/λ_{cm} розраховують температуру стінки з іншої її сторони ($t_{cm2} = t_{cm1} - q_1 \delta_{cm}/\lambda_{cm}$), визначають α_2 і $q_2 = \alpha_2(t_{cm2} - t_2)$, де t_2 – середня температура іншого теплоносія.

Будуючи графік залежності q_1 і q_2 від прийнятих значень t_{cm1} , або навантажувальну характеристику (рис. 3.21), по точці перетину кривих $q_1 = f_1(t_{cm1})$ і $q_2 = f_2(t_{cm2})$ визначають питоме теплове навантаження q . Тоді коефіцієнт теплопередачі $K = q/\Delta t_{cp}$.

Визначивши K , знаходять величину поверхні теплообміну по загальному рівнянню теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}. \quad (3.3, a)$$

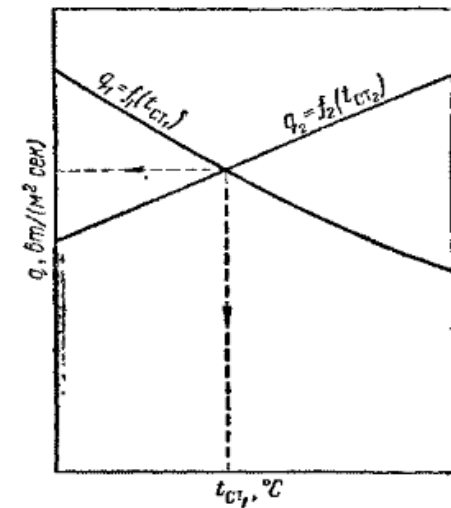


Рис. 3.21. Побудова навантажувальної характеристики теплообмінника

3.5. Конструктивний розрахунок

Конструктивний розрахунок виконують після теплового розрахунку теплообмінника. Для кожухотрубчатих апаратів він зводиться до визначення числа або довжини труб, розміщенню їх у трубній решітці (з урахуванням числа ходів) і знаходженню основних розмірів (діаметра і висоти) апарата. При конструктивному розрахунку визначають також діаметри патрубків штуцерів теплообмінника.

Число труб n і довжина l кожної труби пов'язані між собою залежністю:

$$n = \frac{F}{\pi d_p l}, \quad (3.4)$$

де d_p – розрахунковий діаметр труби.

З виразу (3.4) знаходять необхідну довжину труб, яку округляють зазвичай до найбільш найближчої величини зі стандарту або нормалі.

Внутрішній діаметр кожухотрубчатого теплообмінника розраховують за формулою:

$$D_{вн} = s(b-1) + 4d_3, \quad (3.5)$$

де s – крок між трубами ($s = 1,2-1,5 d_3$);

$b = (2a - 1)$ – число труб, розташованих по діагоналі найбільшого шестикутника при шаховому розташуванні труб (a – число труб на стороні найбільшого шестикутника);

d_3 – зовнішній діаметр труби.

Діаметри патрубків штуцерів теплообмінника визначають із рівняння витрати, приймаючи значення швидкостей, наведені в довідковій літературі.

Конструктивний розрахунок змієвикових теплообмінників включає визначення загальної довжини, числа витків і висоти змієвика.

Приймаючи діаметр витка змієвика $d_{зм}$ і відстань між витками по вертикалі h , знаходять довжину одного витка змієвика як гвинтової лінії за формулою:

$$l = \sqrt{(\pi d_{зм})^2 + h^2} \approx \pi d_{зм}. \quad (3.6)$$

Величиною h можна знехтувати, тому що звичайну відстань між витками h приймають рівним 1,5–2 діаметрам труби змієвика. При числі витків n загальна довжина змієвика $L = n \pi d_{зм}$, звідки

$$n = \frac{L}{\pi d_{зм}}. \quad (3.7)$$

Розрахункове число витків округляють до цілого числа. Загальна висота змієвика (по осях крайніх труб) $H = nh$.

Для прямих змієвиків з поверхнею теплообміну F загальна довжина змієвика

$$L = \frac{F}{\pi d_p}, \quad (3.8)$$

де d_p – розрахунковий діаметр труби змієвика.

Змієвик зазвичай складається з декількох паралельних секцій. Знаючи витрату рідини $V_{сек}$ та приймаючи її швидкість ω у трубі змієвика, визначають число секцій:

$$m = \frac{V_{сек}}{\frac{\pi}{4} d^2 \omega}.$$

Відповідно довжина однієї секції змієвика $l = L/m$.

3.6. Гідравлічний розрахунок теплообмінників

Гідравлічний опір теплообмінників знаходять за загальною формулою з урахуванням втрати напору на тертя і місцеві опори (розширення та звуження потоку і його повороти між ходами):

$$\Delta P_n = \left(\lambda \frac{l}{d_{ек}} + \sum \varepsilon_{мо} \right) \frac{\omega^2 \rho}{2}. \quad (3.9)$$

4. Розрахунок конденсаторів пари

Поверхневі конденсатори. Якщо пара, що надходить на конденсацію, є перегрітою, то поверхня теплообміну конденсатора складається із трьох зон, яким відповідають наступні стадії процесу конденсації (рис. 3.22):

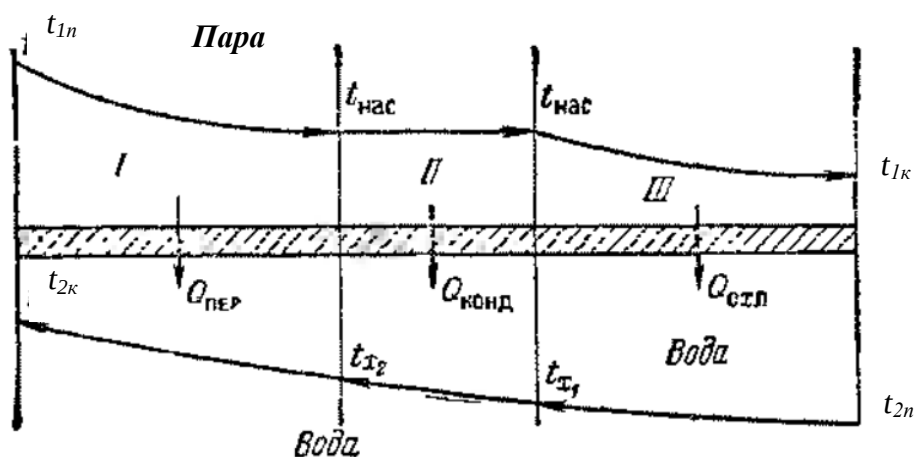


Рис. 3.22. До розрахунку поверхневого конденсатора:

1 – зона охолодження перегрітої пари; 2 – зона конденсації; 3 – зона охолодження конденсату

а) охолодження перегрітої пари від її початкової температури t_{1n} до температури насичення $t_{нас}$;

б) конденсація насиченої пари при постійній температурі насичення;

в) охолодження конденсату до заданої температури $t_{1к}$.

Таким чином, загальне теплове навантаження конденсатора Q являє собою суму кількостей тепла, що віднімається при охолодженні перегрітої пари до температури насичення Q' , при конденсації насиченої пари Q'' і при охолодженні конденсату Q''' :

$$Q = Q' + Q'' + Q'''. \quad (3.10)$$

Позначивши витрату охолоджуючої води W , її початкову температуру і кінцеву температуру $t_{2к}$, напишемо рівняння теплового балансу:

$$W c_w (t_{2к} - t_{2n}) = Q' + Q'' + Q''', \quad (3.11)$$

причому

$$Q' = Dc_n(t_{1n} - t_{нас}), \quad (3.12)$$

$$Q'' = Dr, \quad (3.13)$$

$$Q''' = Dc_k(t_{нас} - t_{1k}), \quad (3.14)$$

де D – витрата пари, що конденсується;

C_v , C_n і C_k – питомі теплоємності води, перегрітої пари і конденсату відповідно;

r – теплота конденсації насиченої пари.

Поверхня теплообміну конденсатора:

$$F = F' + F'' + F''' = \frac{Q'}{K'(\Delta t_{cp})'} + \frac{Q''}{K''(\Delta t_{cp})''} + \frac{Q'''}{K'''(\Delta t_{cp})'''} \quad (3.15)$$

Як видно з розрахункової схеми (рис. 3.22), середня різниця температур складає:

– для зони охолодження перегрітої пари

$$(\Delta t_{cp})' = \frac{\Delta t_{\delta}' - \Delta t_{m}'}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}'}{\Delta t_{m}'}} \quad (3.16)$$

де

$$\Delta t_{\delta}' = t_{1n} - t_{2k} \quad \text{та} \quad \Delta t_{m}' = t_{нас} - t_{x2}; \quad (3.17)$$

– для зони конденсації

$$(\Delta t_{cp})'' = \frac{\Delta t_{\delta}'' - \Delta t_{m}''}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}''}{\Delta t_{m}''}} \quad (3.18)$$

де

$$\Delta t_{\delta}'' = t_{нас} - t_{x1} \quad \text{та} \quad \Delta t_{m}'' = t_{нас} - t_{x2}; \quad (3.19)$$

– для зони охолодження конденсату

$$(\Delta t_{cp})''' = \frac{\Delta t_{\delta}''' - \Delta t_{m}'''}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}'''}{\Delta t_{m}'''}} \quad (3.20)$$

де

$$\Delta t_{\theta}''' = t_{\text{нас}} - t_{x1} \text{ та } \Delta t_m''' = t_{1k} - t_{2n} \quad (3.21)$$

Необхідні для розрахунків середніх різниць температур по зонах та граничні температури t_{x1} і t_{x2} визначають із рівнянь теплового балансу по воді для крайніх зон:

$$Q' = Wc_{\theta} \cdot (t_{2k} - t_{x2}) \quad Q''' = Wc_{\theta} \cdot (t_{x1} - t_{2n}), \quad (3.22)$$

звідки

$$t_{x1} = \frac{Q''}{Wc_{\theta}} + t_{2n} \quad (3.23)$$

та

$$t_{x2} = t_{2k} - \frac{Q'}{Wc_{\theta}} \quad (3.24)$$

причому

$$W = \frac{Q}{Wc_{\theta} (t_{2k} - t_{2n})}. \quad (3.25)$$

Максимальне розрідження, що досягається в конденсаторі, залежить від витрати охолоджуючої води та її температури.

Барометричні конденсатори. Витрата конденсованої пари становить G (кг/с), його густина ρ (кг/м³) і швидкість, віднесена до всього перетину апарата, рівна ω_n (м/с), то з рівняння витрати діаметр D (м) барометричного конденсатора визначається:

$$D = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho \omega_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho \omega_n}}. \quad (3.26)$$

При залишковому тиску в конденсаторі $0,09 \cdot 10^4$ – $0,18 \cdot 10^4$ Н/м² (0,1–0,2 атм.) рекомендується приймати швидкість пари $\omega_n = 10$ – 15 м/с.

Витрата охолоджуючої води визначається з рівняння теплового балансу:

$$G \cdot I_n + W \cdot C_{\theta} \cdot t_{2n} = (G + W \cdot C_{\theta}) \cdot t_{2k}, \quad (3.27)$$

де I_n – ентальпія пари;

W , t_{2n} , t_{2k} – витрата води, її початкова і кінцева температури відповідно.

Як слідує із рівняння (3.27):

$$W = G \frac{I_n - c_{\theta} t_{2k}}{c_{\theta} (t_{2k} - t_{2n})}. \quad (3.28)$$

Для більш повного теплообміну між парою і водою температура останньої на виході з конденсатора повинна бути найбільш близькою до температури пари; практично зазначена різниця температур становить не менше 3°C.

Кінцеву температуру води зазвичай перевіряють при прийнятих (по нормалях) числу тарілок і відстанях між ними, за зміною температури води від тарілки до тарілки. Такий наближений тепловий розрахунок барометричних конденсаторів наводиться в спеціальній літературі.

Розрахунок барометричної труби зводиться до визначення її діаметра і висоти. Приймаючи швидкість суміші води і парового конденсату w у межах 0,5–1,0 м/с, знаходять діаметр труби d_{mp} з рівняння витрати:

$$d_{mp} = 1,13 \sqrt{\frac{G + W}{\omega}}. \quad (3.29)$$

Висота труби, яка визначається від нижнього краю корпусу апарата до рівня рідини в барометричному ящику, складається з висоти водяного стовпа $H_{вак}$, що відповідає вакууму розрідження в конденсаторі і необхідної для зрівноважування атмосферного тиску, висоти $H_{гидр}$, що відповідає напору, який витрачається на подолання гідравлічних опорів у трубі і створення швидкісного напору $\omega^2/2g$ води в барометричній трубі. Крім того, висоту труби зазвичай приймають із запасом, рівним 0,5 м, щоб забезпечити безперебійну подачу пари в конденсатор при зменшенні в ньому розрідження внаслідок збільшення атмосферного тиску.

Таким чином:

$$H_{mp} = H_{вак} + H_{гидр} + 0,5 \text{ м} \quad (3.30)$$

причому

$$H_{вак} = 10,33 \frac{B}{760}, \text{ м} \quad (3.31)$$

де B – розрідження в конденсаторі, мм рт. ст.

Втрату напору визначають, задаючись попередньо висотою труби H_{mp} і приймаючи суму коефіцієнтів місцевих опорів рівними $\varepsilon_{вх} + \varepsilon_{вих} = 3,5$. Звідси:

$$H_{гидр} = \frac{\omega^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{H_{mp}}{d_{mp}} + 1,5 \right), \quad (3.32)$$

де λ – коефіцієнт тертя.

Після розрахунків H_{mp} за формулою (3.30) прийняту в рівнянні (3.32) величину H_{mp} уточнюють методом послідовних наближень.

Кількість повітря, що відсмоктується (та несконденсованих газів) $G_{нов}$ (кг/с) залежить від вмісту його в парі, що конденсується та від

підсмоктування повітря через нещільності. Зазвичай приблизно приймають, що на кожні 1000 кг охолоджуючої води і конденсату вноситься 0,025 кг повітря та на 1000 кг парового конденсату підсмоктується через нещільності 10 кг повітря.

Тоді витрата повітря становить (у кг/с):

$$G_{нов} = [(0,025G + W) + 10W] \cdot 10^{-3}. \quad (3.33)$$

Об'єм повітря, що відсмоктується (у м³/с):

$$V_{нов} = \frac{G_{нов} R_{нов} (273 + t_{нов})}{P_{нов}}, \quad (3.34)$$

де $R_{нов} = 288$ Дж/(кг·град) – газова постійна для повітря;

$p_{нов} = (p_{атм} - p_n)$ – парціальний тиск повітря, що дорівнює різниці атмосферного тиску і парціального тиску пари в конденсаторі при температурі повітря, Н/м².

Повітря і гази, що не конденсуються, з барометричних конденсаторів видаляють через пастку-бризгоуловлювач головним чином водокільцевим і поршневым вакуумом-насосом.

Розрахунки теплообмінників із застосуванням ЕОМ. Для вибору оптимальних технологічних параметрів і конструктивних розмірів розрахунки великих теплообмінних апаратів проводяться на персональних комп'ютерах. Вихідними даними для розрахунків є фізико-хімічні константи і температури теплоносіїв, величина прийнятого перепаду тиску в теплообміннику та основні конструктивні розміри нормалізованих теплообмінників даного типу. Розрахунки різних варіантів і зіставлення отриманих результатів дає можливість вибрати теплообмінник, що забезпечує мінімум експлуатаційних витрат. Методика розрахунків теплообмінників на комп'ютерах розглядається в спеціальній літературі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 784 с.
2. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн. Часть 2. Массообменные процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995. – 368 с.
3. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. – 1962. – 844 с.
4. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии: Учебник для вузов. – М.: Химия, 1987. – 496 с.

