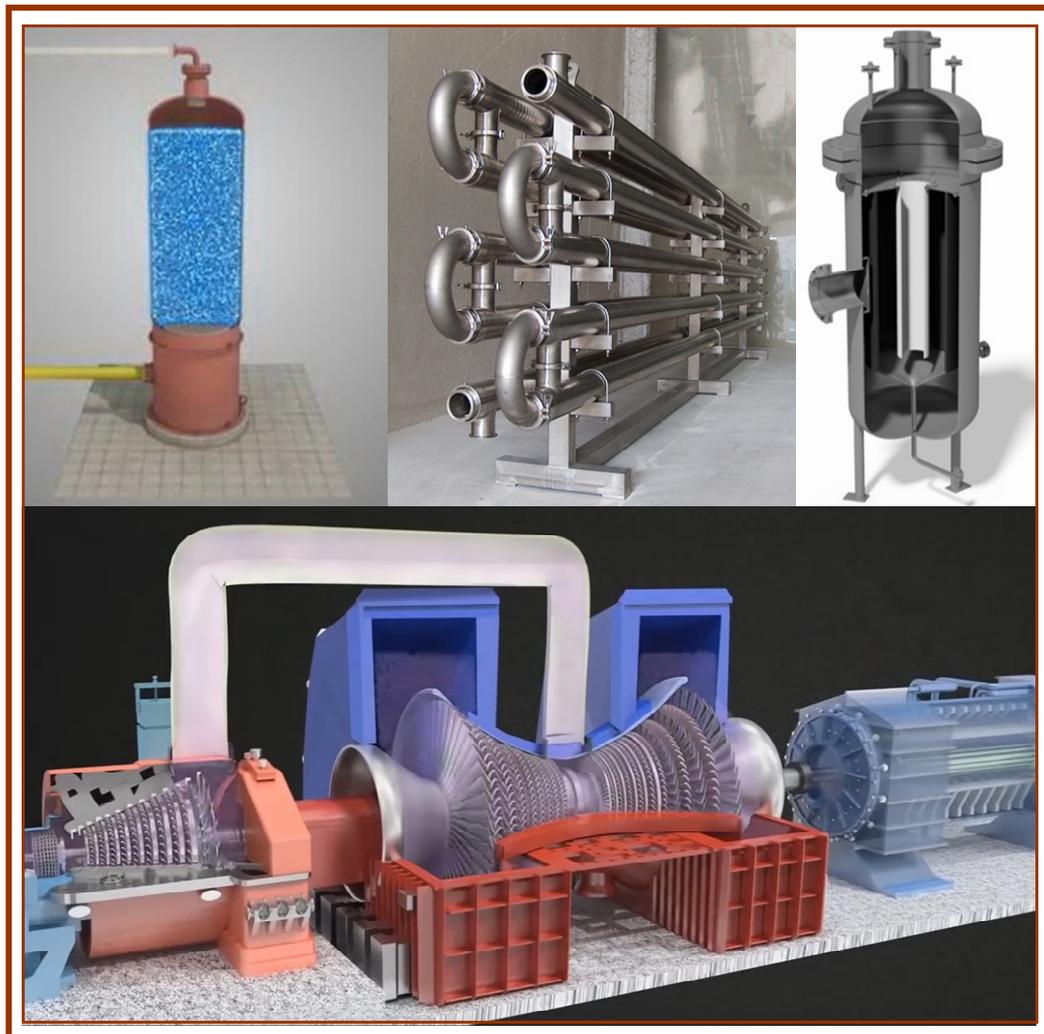


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»

Богдан Кутний, Олександра Череднікова

ТЕРМОДИНАМІКА, ТЕПЛОМАСООБМІН І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

навчальний посібник для студентів спеціальностей
101 «Екологія», 144 «Теплоенергетика» всіх форм навчання



Полтава 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»

Богдан Кутний, Олександра Череднікова

ТЕРМОДИНАМІКА, ТЕПЛОМАСООБМІН І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

навчальний посібник для студентів спеціальностей

101 «Екологія», 144 «Теплоенергетика» всіх форм навчання

Полтава 2022

УДК 536.24:66.021.3(07)

ББК 31.311'312я7

К95

Р е ц е н з е н т и:

В.П. Писаренко, доктор наук з державного управління, професор кафедри управління охороною здоров'я та публічного адміністрування Національного університету охорони здоров'я України імені П.Л. Шупика;

О.В. Семко, доктор технічних наук, професор кафедри будівництва та цивільної інженерії.

Рекомендовано до друку науково-методичною радою Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Протокол №3 від 15.12.2022 р.

Б.А. Кутний, О.В. Череднікова

Термодинаміка, тепломасообмін і теплопередача: навчальний посібник для студентів спеціальностей 101 «Екологія», 144 «Теплоенергетика» всіх форм навчання – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2022. – 182 с.

Навчальний посібник із дисципліни «Термодинаміка, тепломасообмін і теплопередача» призначений для студентів та викладачів ВНЗ, науковців, інженерів та практиків, які займаються питаннями у сфері теплоенергетики, охорони навколишнього середовища, енергозбереженням і раціональним використанням природних ресурсів.

© Б.А. Кутний, 2022

© О.В. Череднікова, 2022

© Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія
Кондратюка», 2022 рік

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
Вступ.....	5
Розділ 1. Основи термодинаміки	6
1.1. Головні поняття та визначення.....	6
1.2. Рівняння стану ідеального газу.....	9
Розділ 2. Реальні гази й суміші газів	12
2.1. Відмінності реальних та ідеальних газів	12
2.2. Рівняння Ван-дер-Ваальса.....	13
2.3. Газові суміші.....	14
2.4. Теплоота. Поняття про теплоємність	15
Розділ 3. Основні поняття та закони термодинаміки	26
3.1. Внутрішня енергія термодинамічної системи.....	26
3.2. Поняття роботи в термодинаміці.....	27
3.3. Перший та другий закони термодинаміки.....	28
3.4. Ентальпія, ентропія, адіабатний і політропний процеси	29
3.5. Термічний ККД.....	32
3.6. Процеси зміни параметрів ідеального газу	34
Розділ 4. Перший закон термодинаміки для реальних газів.....	37
4.1. Діаграми реальних газів	37
4.2. Термодинамічні процеси реальних газів	42
4.2.1. Ізохорний процес реального газу	43
4.2.2. Ізобарний процес реального газу.....	44
4.2.3. Ізотермічний процес реального газу	45
4.2.4. Адіабатний процес	46
4.3. Стискування газів у компресорах.....	47
4.4. Процеси адіабатного руху газу в потоці й витікання газу.....	51
4.5. Дроселювання газів і пари.....	61
Розділ 5. I-d-діаграма вологого повітря	83
5.1. Вологе повітря	83
5.2. Головні характеристики вологого повітря.	84
5.3. I-d-діаграма вологого повітря	85
5.4. Зображення процесів обробки повітря на I-d-діаграмі	86
Розділ 6. Теплообмін. Загальні поняття.....	97
6.1. Способи перенесення теплоти	97
6.2. Температурне поле, ізотермічна поверхня, тепловий потік	99
6.3. Закон Фур'є. Теплопровідність середовища	101
Розділ 7. Теорія теплопровідності.....	105
7.1. Стаціонарна теплопровідність плоскої стінки	105
7.2. Теплопровідність багат шарової стінки.....	106
7.3. Стаціонарна теплопровідність через циліндричну стінку	108
7.4. Диференціальне рівняння теплопровідності.....	109
Розділ 8. Теплообмін випроміненням	115

8.1. Поняття про теплове випромінювання	115
8.2. Теплообмін випромінюванням між поверхнями	116
8.3. Властивості променевих теплових потоків	117
8.3*. Коефіцієнт випромінювання поверхонь та методи його обчислення	118
8.4. Методи визначення коефіцієнта променевого теплообміну	120
Розділ 9. Конвективний теплообмін.....	123
9.1. Загальні поняття	123
9.2. Теорія подібності в конвективному теплообміні.....	125
9.3. Класифікація видів конвективного теплообміну	127
Розділ 10. Теплообмінні апарати	133
10.1. Теплопередавання	133
10.2. Класифікація теплообмінних апаратів.....	136
10.3. Конструктивний і перевірний розрахунки теплообмінника.....	137
Розділ 11. Основи масообміну	143
11.1. Головні поняття і визначення.	143
11.2. Основні закони масо передавання.....	145
11.3. Швидкість масопередавання.....	148
11.4. Критеріальні рівняння масообміну	149
Розділ 12. Масообмін конвективний та у капілярно-щілястих тілах.....	151
12.1. Абсорбційні методи очищення	151
12.2. Конструкція та розрахунок абсорберів.....	154
12.3. Приклад розрахунку абсорберів	155
12.4. Масообмін у капілярно-щілястих тілах. Загальні дані.....	157
12.5. Фазова рівновага при адсорбції	158
12.6. Швидкість адсорбції	160
12.7. Адсорбери	162
12.8. Розрахунок адсорберів.....	163
ДОДАТКИ.....	166
Додаток А.....	167
Додаток Б. Середня мольна теплоємність різних газів	177
Додаток В. I-d-діаграма вологого повітря при 745 мм.рт.ст.	178
Додаток Г. Діаграми для визначення коефіцієнтів опромінення.....	179
Додаток Д. Теплофізичні параметри повітря при різних значеннях його температури.....	179
Додаток Е. Теплотехнічні характеристики кожухотрубних теплообмінників	180
Перелік літературних джерел.....	181

Вступ

Головними забруднювачами навколишнього середовища є техногенні, такі як побутові відходи, відходи промислових підприємств, ТЕЦ, транспорту і результати військових розроблень. Відомо, що в Україні щорічно викидається 6,5 млн тонн шкідливих речовин (промисловість та транспорт). У Києві 80% забруднень створює транспорт. Крім того, значний вплив на екосистему мають різноманітні природні фактори, такі як: повені, виверження вулканів, цунамі, пожежі й техногенні катастрофи.

Термодинаміка, тепломасообмін і теплопередача є основою для розрахунку більшості природних і технологічних процесів. Їх знання дає змогу прогнозувати перебіг багатьох природних та технологічних процесів, підвищувати ККД двигунів чи змінювати технологічний процес на більш раціональний, зменшуючи при цьому кількість шкідливих викидів. Крім того, ця дисципліна - основа для розрахунку очисних і відновлюваних процесів, які застосовують в апаратах для очищення повітря й води.

Вивчення термодинаміки і тепломасопередачі є основою для здобуття знань з таких дисциплін: «Метеорологія і кліматологія», «Гідравліка та аеродинаміка», «Очищення газових викидів», «Техноекологія», «Утилізація і рекуперація відходів», «Вентиляційні викиди та промислова вентиляція», «Процеси й апарати захисту атмосфери», «Теплогенеруючі установки і знешкодження продуктів згорання».

Розділ 1. Основи термодинаміки

1.1. Головні поняття та визначення

1.2. Рівняння стану ідеального газу

Мета розділу – ознайомлення з базовими поняттями термодинаміки, її законами, характеристиками газових сумішей та термодинамічними властивостями вологого повітря.

1.1. Головні поняття та визначення

Термодинаміка – це наука, що вивчає закони перетворення енергії в різноманітних процесах, які супроводжуються поглинанням або виділенням тепла.

Види термодинаміки: загальна, технічна і хімічна.

Загальна термодинаміка – розглядає теоретичні основи та їх застосування для дослідження фізичних явищ (електричний струм, магнетизм, випромінення й ін.) та властивостей різноманітних тіл.

Технічна термодинаміка – вивчає теплові процеси в теплових двигунах і обладнанні. Її головним завданням є пошук найбільш раціональних способів перетворення теплоти в роботу і навпаки.

Хімічна термодинаміка – вивчає хімічні та фізико-хімічні процеси перетворення енергії.

Термодинамічна система – система тіл, що обмінюються енергією між собою й з навколишнім середовищем. Якщо система не взаємодіє з навколишнім середовищем, вона називається **ізолюваною**. Систему називають **закритою**, якщо її маса залишається незмінною. Системи зі змінною масою називаються **відкритими**.

Фізичні величини, що характеризують стан термодинамічної системи, називають **термодинамічними параметрами**. Як параметри стану в термодинаміці використовують: питомий об'єм, тиск, температуру, концентрацію та інші величини. Параметри стану системи поділяють на зовнішні й внутрішні.

Зовнішніми параметрами системи називають величини, що залежать лише від положення зовнішніх тіл і їх характеристик. Наприклад, об'єм посуду, в якому наявний газ, електричне або інші силові поля.

Внутрішні параметри системи залежать не тільки від положення зовнішніх тіл, але й від характеристик частинок, які утворюють цю систему, наприклад тиск і температура газу.

Тиск – величина сили, що діє на одиницю площі поверхні тіла перпендикулярно до неї. У техніці застосовують: атмосферний, надлишковий тиск, абсолютний тиск та розрідження. Одиницями вимірювання тиску є: паскаль (Па), міліметр ртутного стовпа (мм рт. ст.), атмосфера, метр водяного стовпа (м в. ст.), $101325 \text{ Па} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1 \text{ атм.} = 10 \text{ м в. ст.}$

Температура – параметр, що характеризує тепловий стан тіла. Вона є мірою хаотичного руху молекул. Прийнятими одиницями вимірювання є градус Цельсія (t) і градус Кельвіна (T):

$$T = t + 273,15 \text{ К} \quad (1.1)$$

Питомий об'єм – об'єм одиниці маси газу, $\text{м}^3/\text{кг}$,

$$v = \frac{V}{G}, \quad (1.2)$$

де V – об'єм газу, м^3 ; G – маса газу, кг .

Зворотною характеристикою до питомого об'єму є густина, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$\rho = \frac{G}{V}. \quad (1.3)$$

Стан термодинамічної рівноваги (стаціонарний стан) – такий стан системи, який не змінюється з плином часу.

При зміні зовнішніх параметрів системи буде змінюватися і стан системи – вона здійснюватиме **термодинамічний процес**.

Термодинамічний процес називають **рівноважним**, якщо в ньому система проходить через неперервну послідовність нескінченно близьких

станів її термодинамічної рівноваги. Такий процес відбувається при малих різницях температур навколишнього середовища і термодинамічної системи.

Нерівноважний стан – це стан переходу термодинамічної системи з одного рівноважного стану в інший за кінцевий проміжок часу. Такі процеси відбуваються при великих різницях температур та супроводжуються нерівномірним розподілом тиску по всій термодинамічній системі.

Рівноважний термодинамічний процес називають **прямим**, якщо він пов'язаний з розширенням робочого тіла. Якщо він пов'язаний зі стисканням робочого тіла – **зворотним процесом**.

Процеси, що можуть проходити у прямому і зворотному напрямках, називають **оборотними**. Для того щоб процес був оборотним, необхідні: відсутність хімічних реакцій у робочому тілі й тертя, нескінченний проміжок часу проходження процесу. До оборотних процесів можна віднести такі, які здійснюються з водою та паром у парових електростанціях чи з холодоагентом у холодильних машинах.

Якщо в результаті здійснення прямого і зворотного процесів робоче тіло не повертається у вихідне положення, то такий процес називається **необоротним**. Прикладами таких процесів є: згорання палива, передавання теплоти від гарячого тіла до холодного.

Якщо при постійній масі газу значення всіх його параметрів на початку і в кінці процесу однакові, то такий процес називають **круговим, або замкненим**.

У взаємоперетвореннях теплової та механічної енергії бере участь **робоче тіло**. Як робоче тіло можуть застосовуватися: тверді тіла, рідини і гази. Однак у технічній термодинаміці як робоче тіло найбільш часто використовують саме гази. Це пов'язане з тим, що газ має великий коефіцієнт об'ємного розширення, що дає можливість ефективно

застосовувати його в процесах взаємного перетворення теплоти в роботу й навпаки.

У термодинаміці використовують два поняття газів: реальні та ідеальні.

Реальний газ – газ, молекули якого мають сили взаємодії й кінцеві (хоч і досить малі) розміри. У реальних газах існують сили міжмолекулярного притягування і відштовхування.

Ідеальний газ – газ, молекули котрого мають нескінченно малий власний об'єм і не взаємодіють одна з іншою на відстані. Ідеальний газ є найпростішою моделлю робочого тіла.

Для графічного відображення термодинамічних процесів застосовують **термодинамічні діаграми**. Найпростішою є діаграма P-V. Крім неї, також використовують діаграми в координатах T-S, i-S, i-d.

Моль – кількість речовини, яка дорівнює $6,02 \cdot 10^{23}$ її структурних одиниць (молекул, атомів чи іонів). Маса одного моля в грамах дорівнює її відносній молекулярній масі (водень – 2 г, азот – 28 г.).

Нормальні умови – це умови, в яких термодинамічна система має температуру 273 К і тиск 101325 Па.

1.2. Рівняння стану ідеального газу

На основі експериментальних досліджень з розрідженими газами був установлений ряд законів, справедливих для ідеальних газів. Вони розглядаються в шкільному курсі фізики, тому ми лише нагадаємо їх.

Перший газовий закон відкрив англійський учений Бойль у 1660 р. Незалежно від нього трохи пізніше аналогічні дослідження проводив французький учений Маріотт. Він

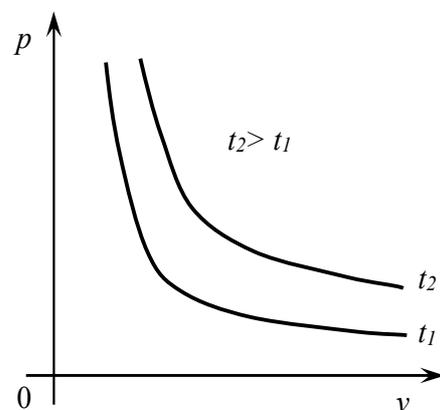


Рис. 1.1. Закон Бойля – Маріотта

дійшов тих же висновків, що і Бойль. Тому відкритий закон дістав назву закону Бойля – Маріотта.

Закон Бойля – Маріотта: добуток тиску та об'єму ідеального газу постійний, якщо температура й маса газу не змінюються (ізотермічний процес), рисунок 1.1.

$$pV = const. \quad (1.4)$$

Майже через 150 років, у 1802 р., були опубліковані праці французького вченого Гей-Люссака. Так світ дізнався про ще один газовий закон.

Закон Гей-Люссака: при постійному тиску об'єм заданої маси ідеального газу прямо пропорційний його абсолютній температурі (ізобарний процес), рисунок 1.2,

$$\frac{V}{T} = const. \quad (1.5)$$

Ще один закон був експериментально встановлений французьким ученим Ж. Шарлем у 1787 р.

Закон Шарля: при постійному об'ємі та масі ідеального газу його тиск прямо пропорційний його абсолютній температурі, рисунок 1.3,

$$\frac{p}{T} = const. \quad (1.6)$$

Після узагальнення цих трьох законів французьким фізиком **Б.П. Клапейроном** (1799-1864) було отримане рівняння для 1 кг газу

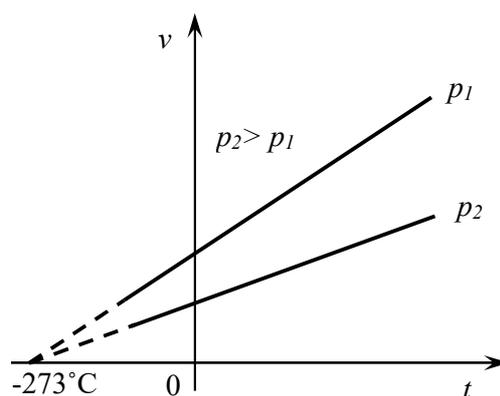


Рис. 1.2. Закон Гей-Люссака

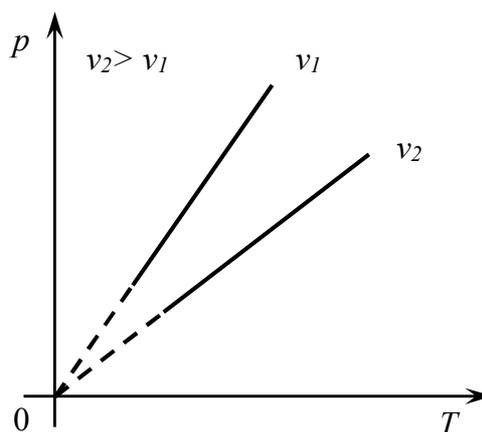


Рис. 1.3. Закон Шарля

$$\frac{pV}{T} = \text{const} = R, \quad (1.7)$$

де R - газова стала, Дж/(кг·К). Її фізичний зміст: вона показує, що для цієї маси ідеального газу відношення добутку тиску й об'єму до абсолютної температури є постійною величиною.

У 1811р. А. Авогадро відкрив закон, за яким *молі різних газів при однакових температурах і тисках займають однакові об'єми*. Тобто при температурі 0°C і тиску 101325 Па об'єм моля будь-якого газу становить 0,0224 м³/моль. Після відкриття цього закону стало можливим визначення **універсальної газової сталої R_μ** для одного моля газу

$$R_\mu = \frac{p_1 \cdot V_1}{T} = \frac{101325 \cdot 0.0224}{273} = 8.314 \text{ Дж}/(\text{моль К}).$$

Для довільної кількості газу найбільш загальною формою запису рівняння стану ідеального газу є **рівняння Менделєєва – Клапейрона**

$$pV = \frac{M}{\mu} R_\mu T, \quad (1.8)$$

де M – маса газу, кг; μ – молярна маса газу, кг/моль; R_μ – універсальна газова постійна, Дж/(моль·К). Співвідношення $\frac{M}{\mu}$ визначає кількість

молей газу, що беруть участь у термодинамічному процесі. Густина газу можна визначити за формулою $\rho = \frac{M}{V} = \frac{p \cdot \mu}{R_\mu \cdot T}$. Наприклад, для сухого

повітря за $p = 101325$ Па, $\mu = 0,02897$ кг/моль одержимо, кг/м³,

$$\rho = \frac{101325 \cdot 0.02897}{8,314 \cdot T} = \frac{353}{273 + t}.$$

Розділ 2. Реальні гази й суміші газів

2.1. Відмінності реальних та ідеальних газів.

2.2. Рівняння Ван-дер-Ваальса.

2.3. Газові суміші.

2.4. Теплота. Поняття про теплоємність.

2.1. Відмінності реальних та ідеальних газів

З практичного досвіду з'ясувалося, що рівняння Менделєєва-Клапейрона дає значні помилки, коли його застосовувати до стиснених газів чи пари. Ці помилки виникають через неврахованість сил міжмолекулярного зв'язку, що виникають при зіткненні молекул.

З фізичної точки зору при зближенні двох молекул (імовірність одночасного зіткнення

більшої кількості молекул надзвичайно мала) на відстань до 10^{-7} см між ним виникають сили взаємного притягування. Ці сили ще називають ван-дер-ваальсовими, рисунок 2.1. Їх поділяють на три види: орієнтаційні (враховують наявність дипольних електричних моментів у поляризованих молекулах), індукційні (в нейтральній молекулі відбувається зміщення центра ваги позитивних і негативних зарядів, коли вона наявна в електричному полі іншої полярної молекули) та дисперсійні (резонансні коливання електронів у неполярних молекулах).

На відстані, меншій ніж 10^{-8} см, між молекулами виникають або значні сили відштовхування, або значні сили притягування (у процесі

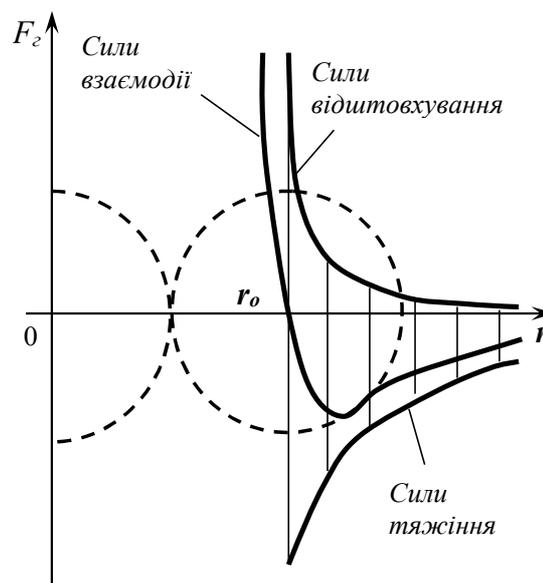


Рис. 2.1. Ван-дер-ваальсові сили

хімічних реакцій). Ці сили приблизно в 100 разів більші за сили Ван-дер-Ваальса. Потенційна енергія хімічної взаємодії має величину порядку $0,4 \div 4 \cdot 10^4$ Дж/моль.

2.2. Рівняння Ван-дер-Ваальса

Для врахування цих відмінностей нідерландський фізик Я. Ван-дер-Ваальс запропонував молекули реального газу уявити у вигляді твердих кульок з діаметром d , між якими діють сили взаємного притягування. Сили взаємного відштовхування враховуються шляхом використання розміру молекул.

Рівняння Ван-дер-Ваальса для одного моля газу можна записати у вигляді

$$(p + p^*)(V_\mu - b) = RT, \quad (2.1)$$

де p^* – поправка, зумовлена дією сил взаємного притягування між молекулами (внутрішній тиск); b – поправка, що залежить від власного об'єму всіх молекул одного моля газу; V_μ – об'єм одного моля газу.

Внутрішній тиск визначають за формулою $p^* = \frac{a}{V_\mu^2}$, де a – коефіцієнт Ван-дер-Ваальса, який залежить лише від хімічної природи газу. Поправка на власний об'єм молекул газу визначається за формулою $b = 4 \cdot v \cdot N_A$, де v – об'єм однієї молекули, $v = \frac{\pi d^3}{6}$, N_A – число Авогадро. Величину $4v$ називають «заборонений об'єм».

Таким чином, для одного моля газу $\left(p + \frac{a}{V_\mu^2}\right)(V_\mu - b) = RT$. Це рівняння вперше було виведене в 1873 р. Я. Ван-дер-Ваальсом і назване на його честь. Рівняння для будь-якої маси M газу отримаємо, помноживши

попереднє на кількість молей $\frac{M}{\mu}$ і врахувавши залежність $V = \frac{M}{\mu} \cdot V_{\mu}$.

Звідки

$$\left(p + \frac{M^2 a}{\mu^2 V^2} \right) \left(V - \frac{M b}{\mu} \right) = \frac{M}{\mu} RT. \quad (2.2)$$

Розрахунки за цим рівнянням краще збігаються з результатами дослідів, ніж рівняння Менделєєва - Клапейрона. Проте для дуже стиснених газів це рівняння також виявляється недостатньо точним.

2.3. Газові суміші

Як робочі тіла можуть застосовуватися суміші, що складаються з декількох газів (наприклад, повітря, продукти згорання палива). Параметри сумішей (густина, газова стала, теплоємність та ін.) залежать від складу газової суміші. Склад таких сумішей задається в частках одиниці або у відсотках.

Існує три способи задання газових сумішей:

– мольними частками $r_i = \frac{\mu_i}{\mu_{CM}}$,

де μ_i – кількість молей i -ого компонента суміші; μ_{CM} – загальна кількість молей суміші;

– масовими частками $g_i = \frac{G_i}{G_{CM}}$,

де G_i – масі i -ого компонента суміші;

– об'ємними частками $r_i = \frac{V_i}{V_{CM}}$,

де V_i – об'єм i -ого компонента суміші.

Середня молекулярна маса суміші газів визначається її складом

$$\mu_{CM} = r_1 \mu_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n = \sum r_i \mu_i. \quad (2.3)$$

Середню газову постійну для суміші можна визначити з рівняння

$$R_{CM} = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n = \sum g_i R_i, \text{ або } R_{CM} = 8,314 / \mu_{CM}. \quad (2.4)$$

Газова постійна i -ого компонента газової суміші $R_i = \frac{8,314}{\mu_i}$.

Наприклад: для повітря $\mu = 0,02897$ кг/моль, а $R_{CM} = 287,7$ Дж/(кг·К).

Згідно із законом Дальтона, загальний тиск газової суміші дорівнює сумі парціальних тисків усіх його складових

$$P_{CM} = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum p_i, \quad (2.5)$$

де p_i – парціальний тиск окремих газів, що входять до складу суміші. Якщо суміш задана об'ємними частками, то парціальний тиск кожного компонента газової суміші можна визначити за формулою $p_i = r_i P_{CM}$.

Якщо суміш задана масовими частками – $p_i = g_i \frac{\mu_{CM}}{\mu_i} P_{CM} = g_i \frac{R_i}{R_{CM}} P_{CM}$.

2.4. Тепло. Поняття про теплоємність

Витрати теплоти на нагрівання чи охолодження робочого тіла в будь-якому процесі можна визначити, якщо відома середня теплоємність процесу, температура початку (T_1) і кінця (T_2) процесу та кількість речовини, кДж,

$$Q = c_{CP} G (T_2 - T_1) = \frac{M}{\mu} \mu c_{CP} (T_2 - T_1) = V C'_{CP} (T_2 - T_1), \quad (2.6)$$

де c_{CP} – середня масова теплоємність, кДж/(кг·К); μc_{CP} – середня мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К); C'_{CP} – середня об'ємна теплоємність, кДж/(м³·К). Між ними діють співвідношення $C' = \frac{\mu c}{0,02241}$ та $c = \frac{C'}{\rho}$.

Розрізняють істинну і середню теплоємності. **Істинною теплоємністю** називають границю відношення $c = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{dq}{dt}$, де q – кількість тепла, кДж.

Середньою теплоємністю називають відношення $c_{CP} = \frac{q}{T_2 - T_1}$.

Теплоємність твердих тіл залежить від їх структури, матеріалу, вологості та температури. Теплоємність рідини залежить від її виду й температури. Теплоємність газу залежить від виду газу, характеру процесу, температури і тиску.

Для практичних розрахунків користуються експериментальними (табличними) даними про теплоємності. Залежно від термодинамічного процесу розрізняють: **ізохорну** (C_V при $V = const$) та **ізобарну** (C_P при $p = const$) теплоємність. Зв'язок між цими теплоємностями визначається так:

- для масових теплоємностей рівнянням Маєра $c_p - c_v = R$;
- для мольних теплоємностей рівнянням $\mu c_p - \mu c_v = 8,314$;
- для об'ємних теплоємностей рівнянням $C_p - C_v = 0,37 = \rho_H \cdot R$, де ρ_H – густина газу за нормальних фізичних умов.

Середня мольна теплоємність суміші газів розраховується за формулою

$$\mu c_{CM} = r_1 \mu_1 c_1 + r_2 \mu_2 c_2 + \dots + r_n \mu_n c_n, \quad (2.7)$$

де $\mu_n c_n$ – мольні теплоємності окремих газів у складі суміші.

Середня масова теплоємність суміші газів визначається за формулою

$$c_{CM} = g_1 c_1 + g_2 c_2 + \dots + g_n c_n, \quad (2.8)$$

де c_n – масові теплоємності окремих газів у складі суміші.

Середня об'ємна теплоємність суміші газів визначається за формулою

$$C'_{CM} = r_1 C'_1 + r_2 C'_2 + \dots + r_n C'_n, \quad (2.9)$$

де C'_n – об'ємні теплоємності окремих газів у складі суміші.

Задачі до розділу 2

Термодинамічні характеристики ідеальних газових сумішей

Задача 2.1

Газова суміш задана складом

Відсоткове задання суміші (r_i), %						P_{CM} ,	V_{CM} ,	t_{CM} ,	Δt_{CM} ,
CO ₂	H ₂	CO	N ₂	H ₂ O	O ₂	МПа	м ³	°C	°C
40	–	–	30	30	–	0,1	1	300	+100

Визначити: 1) масові частки компонентів суміші; 2) газові сталі компонентів й газу сталу суміші; 3) середню молярну масу суміші; 4) масу суміші та її окремих компонентів; 5) парціальний тиск компонентів газової суміші.

Розв'язання

1. Молекулярна маса складових газової суміші, кг/моль, [1]

$$\mu_{CO_2} = 0,044; \mu_{N_2} = 0,028; \mu_{H_2O} = 0,018.$$

2. Газові сталі компонентів газової суміші, Дж/кг·К,

$$R_i = \frac{8,314}{\mu_i};$$

$$R_{CO_2} = \frac{8,314}{0,044} = 189; R_{N_2} = 297; R_{H_2O} = 260.$$

3. Газова стала суміші, Дж/кг·К,

$$R_{CM} = \frac{1}{\sum \frac{r_i}{R_i}} = \frac{1}{\frac{0,4}{189} + \frac{0,3}{297} + \frac{0,3}{260}} = 265.$$

4. Середня молярна маса суміші, кг/моль,

$$\mu_{CM} = \frac{8,314}{R_{CM}} = 0,0314.$$

5. Парціальний тиск компонентів газової суміші, Па,

$$p_{CO_2} = r_{CO_2} \cdot P_{CM} = 0,4 \cdot 10^5 = 4 \cdot 10^4;$$

$$p_{N_2} = 3 \cdot 10^4;$$

$$p_{H_2O} = 3 \cdot 10^4.$$

6. Масові частки компонентів суміші

$$g_i = \frac{P_i \cdot \mu_i}{P_{CM} \cdot \mu_{CM}};$$

$$g_{CO_2} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 0,044}{10^5 \cdot 0,0314} = 0,56; \quad g_{N_2} = 0,27; \quad g_{H_2O} = 0,17.$$

Перевірка $\sum g_i = 1$.

7. Загальна маса суміші, кг,

$$M_{CM} = \frac{PV\mu_{CM}}{R_{\mu} \cdot T} = \frac{10^5 \cdot 1 \cdot 0,0314}{8,314 \cdot (273 + 300)} = 0,659.$$

8. Маса окремих компонентів суміші, кг,

$$m_{CO_2} = g_{CO_2} \cdot M_{CM} = 0,4 \cdot 0,659 = 0,37;$$

$$m_{N_2} = 0,18;$$

$$m_{H_2O} = 0,11.$$

Задача 2.2

За умовою *задачі 2.1* знайти: 1) густину суміші та її окремих компонентів при заданих P_{CM} і V_{CM} ; 2) молярну, об'ємну й масову теплоємності суміші при $P = \text{const}$ та $V = \text{const}$; 3) кількість теплоти на нагрівання суміші при заданій різниці температур.

Розв'язок

1. Об'єм компонентів газової суміші, m^3 ,

$$V_i = r_i \cdot V_{CM};$$

$$V_{CO_2} = 0,4 \cdot 1 = 0,4;$$

$$V_{N_2} = 0,3;$$

$$V_{H_2O} = 0,3.$$

2. Густина суміші та її компонентів, kg/m^3 ,

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i}; \quad \rho_{CM} = \frac{0,659}{1} = 0,659;$$

$$\rho_{CO_2} = \frac{0,37}{0,4} = 0,924;$$

$$\rho_{N_2} = 0,588;$$

$$\rho_{H_2O} = 0,378.$$

3. Знаходимо табличні значення середніх мольних теплоємностей компонентів газової суміші при $t = 300^\circ\text{C}$ і $P = \text{const}$ (μc_p), кДж/кмоль $^\circ\text{C}$ (додаток Б)

$$\mu c_{CO_2} = 41,76;$$

$$\mu c_{N_2} = 29,29;$$

$$\mu c_{H_2O} = 34,58.$$

4. Середня мольна теплоємність суміші при $P = \text{const}$, кДж/кмоль $^\circ\text{C}$,

$$\mu c_{CM} = \sum r_i \cdot \mu c_i = 0,4 \cdot 41,76 + 0,3 \cdot 29,29 + 0,3 \cdot 34,58 = 35,86.$$

5. Середня мольна теплоємність при постійному об'ємі, кДж/кмоль $^\circ\text{C}$,

$$\mu c_V = \mu c_p - 8,314 = 35,86 - 8,314 = 27,55.$$

6. Середня масова теплоємність при $P = \text{const}$, Дж/кг $^\circ\text{C}$,

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu};$$

$$c_{CO_2} = \frac{41,76}{0,044} = 949;$$

$$c_{N_2} = 1046;$$

$$c_{H_2O} = 1921;$$

середня теплоємність суміші $c_{CP} = \frac{35,86}{0,0314} = 1142.$

7. Середня масова теплоємність при $V = \text{const}$, Дж/кг $^\circ\text{C}$,

$$c_V = c_p - R;$$

$$c_{V(\text{CO}_2)} = 949 - 189 = 760;$$

$$c_{V(\text{N}_2)} = 1046 - 297 = 749;$$

$$c_{V(\text{H}_2\text{O})} = 1921 - 260 = 1459;$$

$$\text{суміші } c_{V(\text{CM})} = 1142 - 265 = 877.$$

8. Об'ємна теплоємність при $P=\text{const}$, Дж/(м³·°С),

$$C_P = c_P \cdot \rho;$$

$$C_{P(\text{CO}_2)} = 949 \cdot 0,924 = 877;$$

$$C_{P(\text{N}_2)} = 615;$$

$$C_{P(\text{H}_2\text{O})} = 726;$$

$$\text{середня теплоємність } C_{P(\text{CP})} = 753.$$

9. Об'ємна теплоємність при $V=\text{const}$, Дж/м³·°С,

$$C_V = c_V \cdot \rho;$$

$$C_{V(\text{CO}_2)} = 760 \cdot 0,924 = 702;$$

$$C_{V(\text{N}_2)} = 440;$$

$$C_{V(\text{H}_2\text{O})} = 551;$$

$$\text{середня теплоємність } C_{V(\text{CP})} = 578.$$

10. Знаходимо кількість молей газу

$$N = \frac{M_{\text{CM}}}{\mu} = \frac{0,659}{0,0314} = 21.$$

11. Визначаємо кількість теплоти на нагрівання суміші при $P=\text{const}$,

Дж,

$$Q = c_P \cdot M_{\text{CM}} \cdot \Delta t = 1142 \cdot 0,659 \cdot 100 = 75300;$$

$$Q = \mu c_P \cdot N \cdot \Delta t = 35,86 \cdot 21 \cdot 100 = 75300;$$

$$Q = C_P \cdot V \cdot \Delta t = 753 \cdot 1 \cdot 100 = 75300.$$

12. Обчислюємо кількість теплоти на нагрівання суміші при $V=\text{const}$,

Дж,

$$Q = c_V \cdot M_{CM} \cdot \Delta t = 877 \cdot 0,659 \cdot 100 = 57800;$$

$$Q = \mu c_V \cdot N \cdot \Delta t = 27,55 \cdot 21 \cdot 100 = 57800;$$

$$Q = C_V \cdot V \cdot \Delta t = 578 \cdot 1 \cdot 100 = 57800.$$

Задача 2.3

Заміряні за допомогою лічильника витрати природного газу складали $V_{зам}=1000$ м³/год, надлишковий тиск газу в лічильнику становив $P_{зам}=10,1$ ат, а температура $t_{зам}=+5$ °С.



Склад газу: CH₄ – 77% об., C₂H₆ – 5% об., C₃H₈ – 1% об., N₂ – 14% об., CO₂ – 3% об. Привести показання лічильника до стандартних умов ($t_{cy}=20$ °С, $P_{cy}=101325$ Па); визначити густину газу при тисковій і температурі в лічильнику, обчислити масові витрати газу, кг/год. Як зміняться показання лічильника при збільшенні температури газу на 5°С і зменшенні тиску на 0,3 ат? Визначити газову сталу для заданого складу газу та парціальний тиск кожного компонента газової суміші.

За трьома, чотирма точками побудувати графіки залежності приведених до стандартних умов об'ємних витрат газу від таких параметрів:

- температури газу в лічильнику $t_{зам}$;

- тиску газу в лічильнику $P_{\text{зам}}$,

за умови незмінних заміряних витрат газу $V_{\text{зам}}$, згідно із завданням.

Дано:

$\text{CH}_4 - 77\% \text{ об.}$, $\text{C}_2\text{H}_6 - 5\% \text{ об.}$, $\text{C}_3\text{H}_8 - 1\% \text{ об.}$, $\text{N}_2 = 14\% \text{ об.}$, $\text{CO}_2 - 3\%$;

$V_{\text{зам}} = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$;

$P_{\text{зам}} = 10,1 \text{ ат} = 10,1 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,01 \text{ МПа}$;

$P_{\text{зам}}^{\text{абс}} = 11,1 \text{ ат} = 11,1 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,11 \text{ МПа}$;

$t_{\text{зам}} = 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ }^\circ\text{K}$.

Розв'язок

Визначення густини суміші газів за нормальних умов відповідно до залежності (1) [1, табл.4]:

$$\rho = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \rho_i,$$

$$\text{де } \rho_{\text{CH}_4}^{\text{н}} = \frac{\mu_{\text{CH}_4}}{22,4} = \frac{(12 + 4)}{22,4} = 0,71 \text{ кг/нм}^3;$$

$$\rho_{\text{C}_2\text{H}_6}^{\text{н}} = \frac{\mu_{\text{C}_2\text{H}_6}}{22,4} = \frac{(12 \cdot 2 + 6)}{22,4} = 1,33 \text{ кг/нм}^3;$$

$$\rho_{\text{C}_3\text{H}_8}^{\text{н}} = \frac{\mu_{\text{C}_3\text{H}_8}}{22,4} = \frac{(12 \cdot 3 + 8)}{22,4} = 1,96 \text{ кг/нм}^3;$$

$$\rho_{\text{N}_2}^{\text{н}} = \frac{\mu_{\text{N}_2}}{22,4} = \frac{(14 \cdot 2)}{22,4} = 1,25 \text{ кг/нм}^3;$$

$$\rho_{\text{CO}_2}^{\text{н}} = \frac{\mu_{\text{CO}_2}}{22,4} = \frac{(12 + 16 \cdot 2)}{22,4} = 1,96 \text{ кг/нм}^3.$$

$$\begin{aligned} \rho_{\text{н}} &= \sum_{i=1}^n r_i \cdot \rho_i = 0,77 \cdot 0,71 + 0,05 \cdot 1,33 + 0,01 \cdot 1,96 + 0,14 \cdot 1,25 + \\ &+ 0,03 \cdot 1,96 = 0,93 \frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}. \end{aligned}$$

Визначення витрат природного газу, приведених до стандартних умов ($t_{\text{cy}} = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293 \text{ }^\circ\text{K}$, $P_{\text{cy}} = 101325 \text{ Па}$ – стандартні умови):

$$V_{CH_4}^{cy} = V_{зам} \frac{P_{зам} + P_{бар}}{P_{бар}} \cdot \frac{273 + 20}{273 + t_{зам}} = 1000 \frac{1,01 + 0,1}{0,1} \cdot \frac{293}{273 + 5} = 11699 \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)}$$

При температурі $t_{зам}$, °C, і надлишковому тиску $P_{зам}$, МПа, густина газу визначається за формулою:

$$\rho = \rho_{HV} \frac{P_{зам} + P_{БАР}}{P_{БАР}} \cdot \frac{273}{273 + t_{зам}} = 0,93 \cdot \frac{1,01 + 0,1}{0,1} \cdot \frac{273}{273 + 5} = 10,14 \text{ кг/м}^3.$$

Обчислюємо масову витрату природного газу:

$$M = \rho_{зам} \cdot V_{зам} = \rho_{HV} \cdot V_{HV} = 10,14 \cdot 1000 = 10140 \text{ кг/год.}$$

Визначення витрати природного газу приведених при $t_{зам2} = 5 + 5^\circ\text{C} = 10^\circ\text{C}$, $P_{зам2} = 10,1 - 0,3 = 9,8$ ат – параметри газу при другому замірюванні.

$$V_{CH_4}^{cy} = 11699 \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)}$$

$$V_{зам} = V_{cy} \frac{P_{cy} + P_{бар}}{P_{зам2} + P_{бар}} \cdot \frac{273 + t_{зам2}}{273 + t_{cy}} = 11699 \frac{0,1}{0,98 + 0,1} \cdot \frac{273 + 10}{273 + 20} = 1046 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Газова стала компонентів суміші визначається за залежностями:

$$R_{CH_4} = \frac{8314}{\mu_{CH_4}} = 519,6; \quad R_{C_2H_6} = \frac{8314}{\mu_{C_2H_6}} = 277,1; \quad R_{CO_2} = \frac{8314}{\mu_{CO_2}} = 188,9.$$

Газова стала для суміші газів згідно із законом адитивності

$$R = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n r_i \cdot \mu_i} = \frac{8314}{0,77 \cdot 16 + 0,05 \cdot 30 + 0,01 \cdot 44 + 0,14 \cdot 28 + 0,03 \cdot 44} = 394 \text{ Дж/(кг} \times \text{гр)}.$$

Визначаємо парціальний тиск кожного компонента суміші:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P;$$

$$P_{CH_4} = r_{CH_4} \cdot P = 0,77 \cdot 11,1 \text{ ата} = 8,55 \text{ ата};$$

$$P_{C_2H_6} = r_{C_2H_6} \cdot P = 0,05 \cdot 11,1 \text{ ата} = 0,56 \text{ ата};$$

$$P_{C_3H_8} = r_{C_3H_8} \cdot P = 0,01 \cdot 11,1 \text{ ата} = 0,11 \text{ ата};$$

$$P_{N_2} = r_{N_2} \cdot P = 0,14 \cdot 11,1 \text{ ата} = 1,55 \text{ ата};$$

$$P_{CO_2} = r_{CO_2} \cdot P = 0,03 \cdot 11,1 \text{ ата} = 0,33 \text{ ата}.$$

Визначення витрати природного газу, приведених до стандартних умов ($t_{cy} = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$, $P_{cy} = 101325 \text{ Па}$ – стандартні умови):

$$V_{CH_4}^{cy} = V_{зам} \frac{P_{зам} + P_{бар}}{P_{бар}} \cdot \frac{273 + 20}{273 + t_{зам}} = 1000 \cdot \frac{1,01 + 0,1}{0,1} \cdot \frac{293}{273 + t_{зам}} =$$

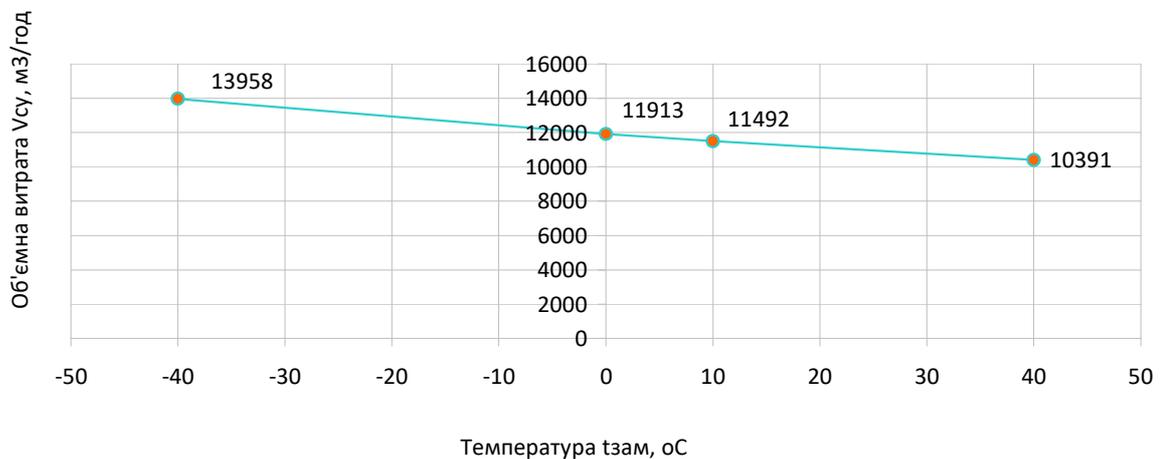
$$= \frac{3252300}{273 + t_{зам}} \text{ м}^3/\text{ГОД (в с.у.);}$$

$$\text{при } t_{зам} = -40^\circ\text{C } V_{CH_4}^{cy} = \frac{3252300}{273 + t_{зам}} = \frac{3252300}{273 - 40} = 13958 \text{ м}^3/\text{ГОД (в с.у.);}$$

$$\text{при } t_{зам} = 0^\circ\text{C } V_{CH_4}^{cy} = \frac{3252300}{273 + t_{зам}} = \frac{3252300}{273 + 0} = 11913 \text{ м}^3/\text{ГОД (в с.у.);}$$

$$\text{при } t_{зам} = +40^\circ\text{C } V_{CH_4}^{cy} = \frac{3252300}{273 + t_{зам}} = \frac{3252300}{273 + 40} = 10391 \text{ м}^3/\text{ГОД (в с.у.).}$$

Всу-тзам



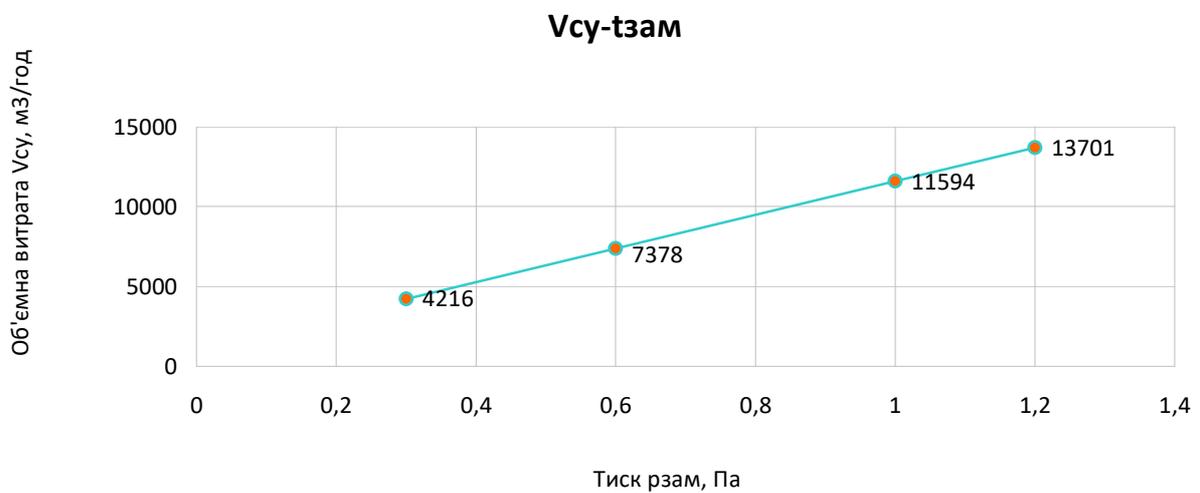
$$V_{CH_4}^{cy} = V_{зам} \frac{P_{зам} + P_{бар}}{P_{бар}} \cdot \frac{273 + 20}{273 + t_{зам}} =$$

$$= 1000 \cdot \frac{P_{зам} + 0,1}{0,1} \cdot \frac{293}{273 + 5} = 10539,6 \cdot (P_{зам} + 0,1) \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)};$$

при $p_{зам} = 0,3$ МПа $V_{CH_4}^{cy} = 10539,6 \cdot (0,3 + 0,1) = 4215,84 \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)};$

при $p_{зам} = 0,6$ МПа $V_{CH_4}^{cy} = 10539,6 \cdot (0,6 + 0,1) = 7377,7 \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)};$

при $p_{зам} = 1,2$ МПа $V_{CH_4}^{cy} = 10539,6 \cdot (1,2 + 0,1) = 13701,48 \text{ м}^3/\text{год (в с.у.)}.$



Розділ 3. Основні поняття та закони термодинаміки

3.1. Внутрішня енергія термодинамічної системи.

3.2. Поняття роботи в термодинаміці.

3.3. Перший та другий закони термодинаміки.

3.4. Ентальпія, ентропія, адіабатний і політропний процеси.

3.5. Термічний ККД.

3.1. Внутрішня енергія термодинамічної системи

Кожна термодинамічна система в будь-якому стані має деяку енергію W , котру називають повною енергією системи. Повна енергія складається з: кінетичної енергії механічного руху цілої системи або її макрочастин, потенціальної енергії, яка залежить від положення системи в зовнішньому силовому полі (гравітаційному, магнітному тощо), та внутрішньої енергії U , що залежить лише від внутрішнього стану системи. Таким чином, можна записати

$$W = W_K^{MEK} + W_{\Pi}^{30B} + U. \quad (3.1)$$

У термодинаміці зазвичай розглядають нерухомі макроскопічні системи, на які не діють зовнішні поля. Для таких систем значення повної та внутрішньої енергії збігаються. До складу внутрішньої енергії входять:

- кінетична енергія броунівського руху молекул;
- кінетична і потенціальна енергія коливання атомів у молекулах;
- потенціальна енергія, зумовлена силами міжмолекулярної взаємодії;
- енергія електронних оболонок атомів та іонів;
- енергія руху й взаємодії частинок у ядрах атомів (протонів та нейтронів).

У термодинаміці розглядають не абсолютне значення внутрішньої енергії, а її зміну (ΔU). Причому враховують лише ті складові внутрішньої енергії, котрі змінюються під час термодинамічних процесів. Тому надалі

не будемо враховувати процеси, пов'язані зі змінами енергії електронних оболонок атомів та внутрішньоядерної енергії.

У такому разі внутрішня енергія системи є однозначною функцією її термодинамічного стану (P, V, T) і не залежить від того, яким чином термодинамічна система опинилась в цьому стані. Під внутрішньою енергією реального газу розуміють енергію теплового руху молекул та потенціальну енергію їх взаємодії. Під внутрішньою енергією ідеального газу розуміють лише енергію теплового руху молекул.

Якщо в результаті якогось процесу термодинамічна система, пройшовши через ряд проміжних станів, повернулася у вихідний стан, то повна зміна її внутрішньої енергії дорівнює нулю.

3.2. Поняття роботи в термодинаміці

Досвід показує, що стиснений газ у процесі свого розширення може виконувати роботу. Нехай газ повільно нагрівається в циліндрі (ізобарно), рисунок 3.1. При цьому поршень переміщується з положення a - b у положення c - d і проходить шлях Δl . За таких умов газ виконує роботу проти зовнішніх сил. Сила F , що виконує цю роботу, буде дорівнювати

$$F = p \cdot S, \quad (3.2)$$

де S – площа перерізу циліндра, m^2 . З механіки відомо, що робота виражається формулою

$$l = F \cdot \Delta x. \quad (3.3)$$

Отже, $l = p \cdot S \cdot \Delta x$. Оскільки приріст об'єму газу $\Delta V = S \cdot \Delta x$, одержимо

$$l = p \cdot \Delta V = p(V_2 - V_1). \quad (3.4)$$

У термодинаміці робота вважається позитивною, якщо газ розширяється, і

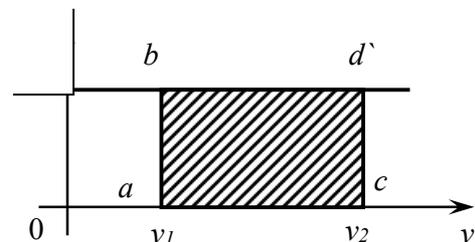


Рис. 3.1. Робота в процесі ізобарного нагрівання

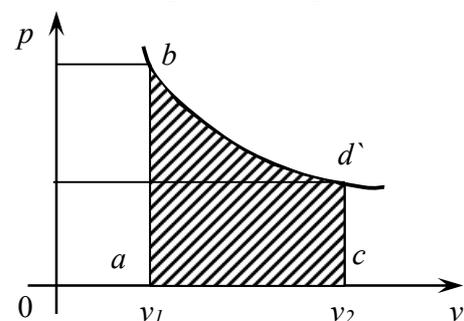


Рис. 3.2. Робота за умов ізотермічного розширення

від'ємною, якщо газ стискується. В ізохорному процесі об'єм газу не змінюється, тому $l = 0$.

Під час виконання роботи в ізотермічному процесі тиск зменшується (рис. 3.2.), а робота визначається за формулою

$$l = p_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (3.5)$$

3.3. Перший та другий закони термодинаміки

Перший закон термодинаміки є окремим випадком загального закону збереження і перетворення енергії. Він застосовується для термодинамічної системи, що може обмінюватися енергією з навколишнім середовищем. У такому випадкові обмін енергією здійснюється у формі теплоти й роботи.

Для 1 кг робочого тіла перший закон термодинаміки записуємо у вигляді

$$du = dq - dl. \quad (3.6)$$

Різниця між кількістю теплоти, підведеної до робочого тіла, і виконаної ним роботи визначає зміну внутрішньої енергії тіла.

Підведена кількість теплоти вважається позитивною, а відведена – негативною. Робота розширення, що виконується системою, вважається додатною, робота зовнішніх сил, підведена до системи (стиснення), вважається від'ємною.

Внутрішня енергія ідеального газу залежить лише від його температури і визначається за формулою (при $V = \text{const}$ і, отже, $dl = 0$)

$$du = dq = c_v dT \quad \text{або} \quad \Delta u = \bar{c}_v (T_2 - T_1), \quad (3.7)$$

де c_v і \bar{c}_v – відповідно істинна і середня ізохорна масова теплоємність, кДж/(кг·К).

Кількість підведеної теплоти обчислюється за формулою

$$dq = c \cdot dT \quad \text{чи} \quad q = \bar{c} (T_2 - T_1), \quad (3.8)$$

де \bar{c} – середня масова теплоємність у здійснюваному процесі, кДж/(кг·К).

Виконана газом робота становить $dl = p \cdot dv$.

Перший закон термодинаміки визначає кількісне співвідношення в процесі взаємоперетворення теплової та механічної енергії, але не визначає умов, за яких такі перетворення стають можливими. Саме другий закон визначає ці умови.

Існує декілька формулювань такого закону. Найбільш характерним є формулювання Клаузіуса: **теплота самостійно може переходити лише від тіла з вищою температурою до тіла з нижчою температурою**. Звідси важливий висновок: для передавання теплоти від холоднішого тіла до тіла з вищою температурою необхідно затратити енергію або виконати роботу. Саме цей принцип широко застосовується в холодильній техніці.

Існує також інше, але не менш важливе визначення другого закону термодинаміки (Томсона): **неможливо створити тепловий двигун, у якому теплота повністю перетвориться в роботу**. Чи кажуть: «Неможливо створити вічний двигун 2-го роду». Вічним двигуном 1-го роду вважають суто механічний вічний двигун.

3.4. Ентальпія, ентропія, адіабатний і політропний процеси

Величина $u + pv$ є параметром стану, котрий називається **ентальпією** та позначається як i (Дж/кг). Її також називають енергією системи. Отже, $i = u + pv = c_p T$. Тоді перший закон термодинаміки можна записати у вигляді

$$di = dq + Vdp. \quad (3.9)$$

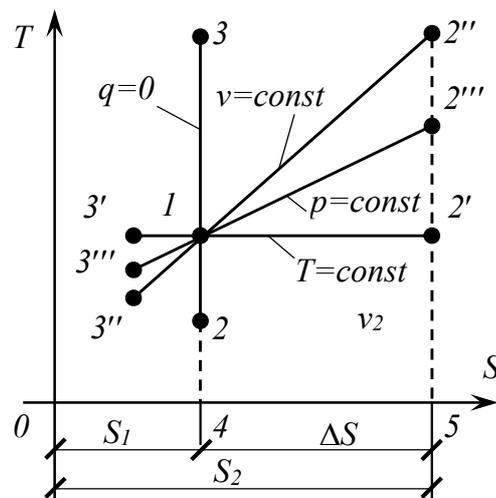


Рис. 3.3. Процеси в T-S координатах

Таким чином, ентальпія газу при температурі T дорівнює кількості теплоти, котру необхідно підвести до газу для його нагрівання від 0K до температури T при постійному тиску. У термодинамічних розрахунках зазвичай використовують відносне значення ентальпії або її зміну.

Співвідношення dq/T називають приведеною теплотою і позначають ds , Дж/К,

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (3.10)$$

Зміна приведеної теплоти в ході процесу 1-2 визначається інтегралом

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (3.11)$$

де S – ентропія. Після інтегрування цього виразу можна отримати зміну ентропії

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (3.12)$$

Ентропія має важливе значення для визначення кількості теплоти, що витрачається на здійснення будь-якого термодинамічного процесу. Для цього останній зображають у координатах T - S , рисунок 3.3.

Третій закон термодинаміки: ентропія термодинамічно рівноважної системи прямує до нуля при $T \rightarrow 0$.

Крім розглянутих раніше ізопроцесів для газів, велике значення має адіабатний, або ізоентальпійний, процес. Його широко використовують у двигунах внутрішнього згорання, холодильному обладнанні, при дроселюванні газів. **Адіабатним** називають процес, у якому відсутній обмін тепловою енергією з навколишнім середовищем. Практично процес можна вважати адіабатним при швидкому розширенні чи стисканні газу.

Ураховуючи, що $dq = 0$ з першого закону термодинаміки, одержимо

$$du = -dl. \quad (3.13)$$

Тобто робота, котру виконує газ, здійснюється за рахунок зменшення його внутрішньої енергії. Зміну стану ідеального газу в адіабатному процесі записують у вигляді

$$pV^k = const, \quad (3.14)$$

де k – показник адіабати, постійний для цього газу. Показник адіабати визначають за формулою $k = \frac{c_p}{c_v}$. Для

будь-якого ідеального газу $k > 1$, тому в p - v -діаграмі адіабата завжди йде

крутіше, ніж ізотерма, рисунок 3.4. Це пояснюється тим, що при адіабатному стисненні газу відбувається підвищення температури, а при розширенні – її зниження. Для 1- атомних газів $k = 1,67$, для 2-атомних $k = 1,4$, для 3-атомних газів $k = 1,29$, для реальних газів показник адіабати з підвищенням температури зменшується. Адіабатний процес характеризують співвідношення:

$$p \cdot T^{\frac{k}{1-k}} = const \quad \text{та} \quad T \cdot V^{k-1} = const. \quad (3.15)$$

Для узагальнення розглянутих чотирьох газових процесів використовують політропний процес. **Політропним** називають термодинамічний процес в ідеальному газі, який описують рівнянням

$$pV^n = const, \quad (3.16)$$

де n – показник політропи. Для політропного процесу характерні співвідношення:

$$p \cdot T^{\frac{n}{1-n}} = const \quad \text{та} \quad T \cdot V^{n-1} = const.$$

Різним значенням показника політропи відповідають різні види політропного процесу, наприклад, при:

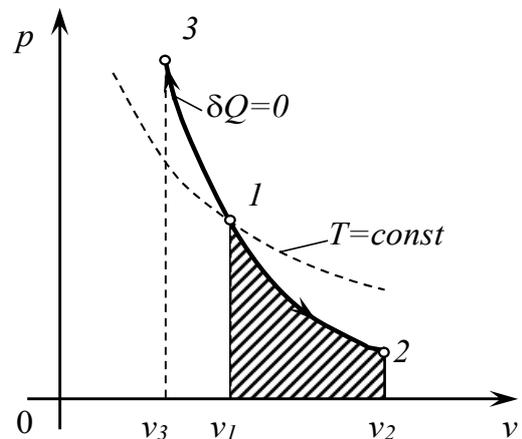


Рис. 3.4. Адіабатний процес

- $n = 0$ – ізобарний процес;
- $n = 1$ – ізотермічний процес;
- $n = k$ – адіабатний процес;
- $n = \pm\infty$ – ізохорний процес.

3.5. Термічний ККД

Термічний ККД – відношення корисно використаної теплоти q_0 або одержаної роботи l_0 до всієї теплоти q_1 , затраченої для здійснення циклу.

ККД визначає термодинамічну ефективність циклу та розраховується

$$\eta_t = \frac{q_0}{|q_1|} = \frac{l_0}{|q_1|} = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|}, \quad \text{част. од.}, \quad (3.17)$$

де q_1 – теплота, підведена в циклі до робочого тіла від гарячого джерела теплоти, кДж/кг;

q_2 – теплота, відведена від РТ до холодного джерела теплоти, кДж/кг.

Цикл Карно – ідеальний цикл теплового двигуна, який має найбільший ККД, за рахунок найбільш повного перетворення теплоти в роботу. Він складається із двох ізотерм ($T_1 = \text{const}$ ізотермічний процес 1–2, $T_2 = \text{const}$ ізотермічний процес 3–4) і двох адіабат ($dq=0$ адіабатні процеси 2–3 та 4–1). Зображення цих чотирьох процесів показано в координатах P – v і T – S на рис. 3.5 у складі циклу Карно.

Площа під кривою процесу в P – v діаграмі відображає та дорівнює роботі в процесі, площа під прямою процесу в координатах T – S дорівнює кількості теплоти, що підводиться, якщо $dS > 0$ (ентропія збільшується), або відводиться, якщо $dS < 0$ (ентропія зменшується) у процесі.

Для ідеального ізольованого зворотного циклу сума величин зміни ентропії для всіх процесів циклу дорівнює нулю $\sum_{i=1}^n S = 0$.

Для всіх циклів реальних теплових двигунів сума величин зміни ентропії всіх процесів зростає, тобто $\sum_{i=1}^n S > 0$ (3.18).

Це пояснюється незворотною довольних природних процесів переходу теплоти від більшої температури до меншої при нагріванні РТ і підведенні до нього теплоти. Нерівність (3.18) називають **законом збільшення ентропії**.

Передача енергії від тіл з меншою температурою до тіл з більшою температурою відбувається в ідеальних примусових процесах у супереч їх природному характеру, в цьому випадку ентропія зменшується.

Отже, **величина зміни ентропії $\sum \Delta S$ у циклі характеризує властивість відновлювальної роботоздатності робочого тіла і термодинамічної системи в цілому.**

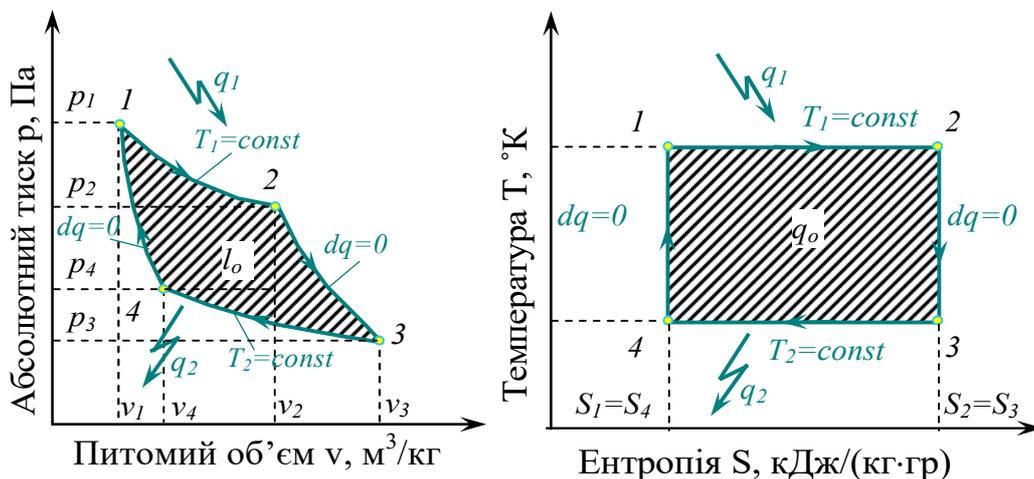


Рис. 3.5. Найпростіший цикл Карно в $P-v$ і $T-S$ - координатах

Будь-яка система у довольних природних процесах наближається до стану рівноваги, втрачається її можливість здійснювати роботу, теплота переходить до тіл з меншим потенціалом, втрачається у навколишнє середовище. Відбувається деградація системи.

Згідно з першим законом термодинаміки

$$q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + l_{1-2}; \quad q_{3-4} = \Delta U_{3-4} + l_{3-4}; \text{ кДж/кг};$$

$$q_{2-3} = 0 = \Delta U_{2-3} + l_{2-3}; \quad q_{4-1} = 0 = \Delta U_{4-1} + l_{4-1}, \text{ кДж/кг}.$$

Загальна теплота, що буде використана для здійснення роботи,

$$q_0 = q_{1-2} - |q_{3-4}| = l_0, \quad \text{кДж/кг}.$$

Як видно із T-S-діаграми (рис. 3.5):

$$q_{1-2} = T_1(S_2 - S_1); \quad q_{2-3} = 0; \quad q_{3-4} = T_2(S_3 - S_4); \quad q_{4-1} = 0.$$
$$S_2 - S_1 = S_3 - S_4, \text{ кДж/кг.}$$

Термічний ККД визначають за формулою

$$\eta = \frac{q_0}{q_1} = \frac{T_1 \cdot (S_2 - S_1) - T_2 \cdot (S_3 - S_4)}{T_1 \cdot (S_2 - S_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.19)$$

Згідно з теоремою Карно: цикл Карно має максимально можливий ККД при заданих T_1 та T_2 і не залежить від фізичних характеристик робочого тіла.

Температура холодного джерела теплоти T_2 визначається в більшості випадків температурою навколишнього середовища, а температура T_1 буде обмежена термомеханічними властивостями матеріалу двигуна.

3.6. Процеси зміни параметрів ідеального газу

Основні термодинамічні процеси (таблиця 3.1):

- ізобарний проходить при постійному тиску газу, $P = const$;
- ізохорний – при постійному об'ємі газу, $v = const$;
- ізотермічний – при постійній температурі газу, $T = const$;
- адіабатний – за відсутності в процесі підведення і відведення теплоти $dq = 0$, $Pv^k = const$;
- політропний – це реальний процес, що проходить при зміні всіх можливих параметрів згідно з рівнянням $Pv^n = const$,

де n – показник політропи, який є постійною величиною для заданого процесу.

Таблиця 3.1 [16]

Формули обчислення основних характеристик термодинамічних процесів

№ з/п	Назва процесу	Рівняння процесу	Кількість теплоти $q, \frac{Дж}{кг}$	Робота $l, \frac{Дж}{кг}$	Примітки
1	2	3	4	5	6
1	Ізобарний $P = const$ $n=0$	$P = const$ $\frac{v_n}{v_k} = \frac{T_n}{T_k}$	$C_{mp} \cdot (T_K - T_{II})$	$P \cdot (v_K - v_{II})$	$C_{mp}, \left(\frac{Дж}{кг \cdot зр} \right)$ $T (^{\circ}K)$
			$i_K - i_n$	$R \cdot (T_K - T_{II})$	
2	Ізохорний $v = const$ $n = \infty$	$v = const$ $\frac{P_n}{P_k} = \frac{T_n}{T_k}$	$C_{mv} (T_K - T_{II})$	0	$C_{mv}, \left(\frac{Дж}{кг \cdot зр} \right)$ $T_{II}, T_K, (^{\circ}K)$
3	Ізотермічний $T = const$ $n=1$	$T = const$ $\frac{P_n}{P_k} = \frac{v_k}{v_n}$	$q=l$ $\Delta U=0$	$R \cdot T \cdot \ln(v_K / v_{II})$	$R \left(\frac{Дж}{кг \cdot зр} \right)$ $v (м^3 / кг)$ $P (Па)$
			$T(S_K - S_{II})$	$P_{II} \cdot v_{II} \cdot \ln(P_{II} / P_K)$	
4	Адіабатний $dq=0$ $dS=0$ $n=k$ $k = \frac{C_p}{C_v}$ $Pv^k = const$	$\frac{P_n}{P_k} = \left(\frac{v_k}{v_n} \right)^k$ $\frac{T_n}{T_k} = \left(\frac{v_k}{v_n} \right)^{k-1}$ $\frac{T_n}{T_k} = \left(\frac{P_n}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	0	$i_K - i_{II}$	$S_{II} = S_K$ $P (Па)$ $T (^{\circ}K)$ $v (м^3 / кг)$ $R \left(\frac{Дж}{кг \cdot зр} \right)$
				$\frac{P_n v_n}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_n}{v_k} \right)^{k-1} \right]$	
				$\frac{R}{k-1} (T_n - T_k)$	
				$\frac{P_n v_n}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	
5	Політропний $C_v = const$ $Pv^n = const$ $-\infty < n < \infty$	$\frac{P_n}{P_k} = \left(\frac{v_k}{v_n} \right)^n$ $\frac{T_n}{T_k} = \left(\frac{v_k}{v_n} \right)^{n-1}$ $\frac{T_n}{T_k} = \left(\frac{P_n}{P_k} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	$C_{mv} \frac{n-k}{n-1} \times (T_K - T_{II})$	$\frac{R}{n-1} (T_n - T_k)$	$P (Па)$ $T (^{\circ}K)$ $v (м^3 / кг)$ $R \left(\frac{Дж}{кг \cdot зр} \right)$
				$\frac{P_n v_n}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_n}{v_k} \right)^{n-1} \right]$	
				$\frac{RT_n}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$	

У координатах $P - v$ і $T - S$ графіки всіх процесів відображаються лініями, як показано на рис. 3.6 [16].

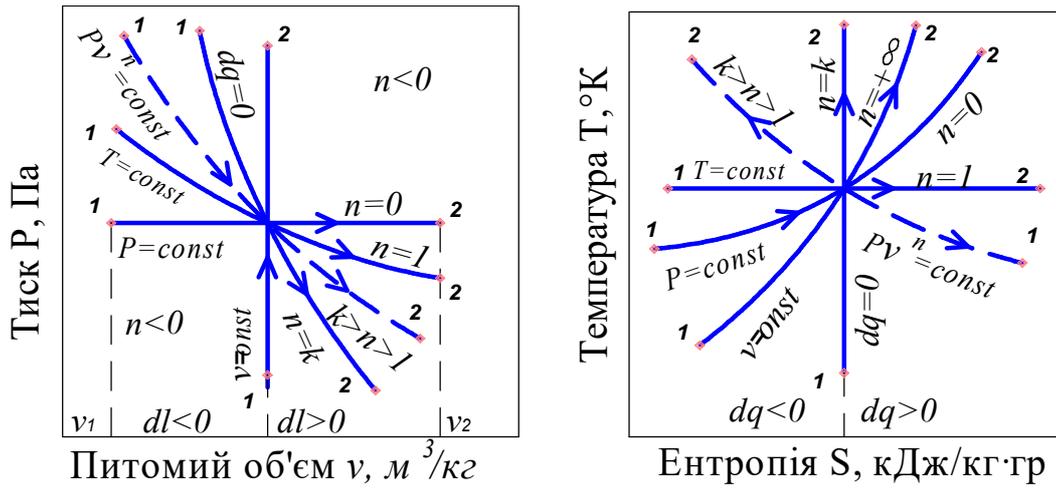


Рис. 3.6. Графіки процесів ідеального газу в координатах $P-v$ та $T-S$

Розділ 4. Перший закон термодинаміки для реальних газів

- 4.1. Ізотерми газів на діаграмах.
- 4.2. Термодинамічні процеси реальних газів.
 - 4.2.1. Ізохорний процес реального газу.
 - 4.2.2. Ізобарний процес реального газу.
 - 4.2.3. Ізотермічний процес реального газу.
 - 4.2.4. Адіабатний процес реального газу.
- 4.3. Стискування газів у компресорах.
- 4.4. Процеси адіабатного руху газу в потоці й витікання газу.
- 4.5. Дроселювання газів і пари.

4.1. Діаграми реальних газів

Для побудови ізотерм у рівнянні стану реального газу $P \cdot v = Z \cdot R \cdot T$ задаються постійною температурою $T = const$, на $P - v$ -діаграмах сімейство ізотерм стискування зображується, як показано на рис. 4.1.

Ізотерми при температурах, менших ніж критична температура T_k і більших за T_k , мають різні графіки. Лінія ізотерми $T_k = const$ має характерну точку перегину. У цій точці по дотичній до ізотерм T_k проходить ізобара P_k (критичний тиск). При $T < T_k$ ізотерми мають декілька характерних точок перетину з ізобарами, які менші за критичний тиск ($P < P_k$). У точках таких перетинів характерні різні значення питомого об'єму v ($v_{кр}$, v_n).

При температурі, більшій, ніж критична ($T > T_k$), ізотерма перетинає ізобару, більшу за критичний тиск ($P > P_k$), тільки в одній точці. Робоче тіло (РТ) з параметрами, вищими критичних, може існувати тільки в одному стані – перегрітої пари. У цій точці буде тільки одне значення питомого об'єму.

У випадку стискування газу при постійній температурі ($T = \text{const}$), меншій критичної ($T < T_K$), та при певному тиску, меншому від критичного ($P < P_K$), відбувається зміна агрегатного стану РТ, це супроводжується зміною питомого об'єму v РТ. Наприклад, процес 1-2 (див. рис. 4.1).

Фазові стани реальних робочих тіл такі:

1) **рідина** – при температурі й тиску, нижчих, ніж температура та тиск насичення $T < T_H$ (температура насичення), $P < P_H$ (тиск насичення) (на рис. 4.1 це точки Р, Р₁, 2);

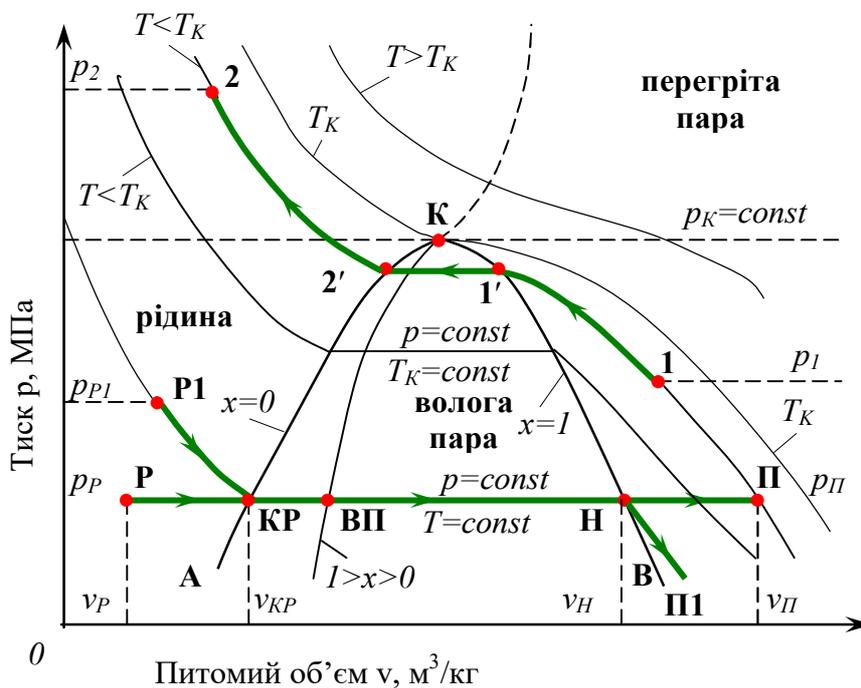


Рис. 4.1. Ізотерми на $p - v$ діаграмі реального газу

2) **двофазний стан рівноваги рідини та пари, або стан насичення**, при цьому кількість пари, яка утворюється в результаті кипіння, дорівнює кількості пари, що конденсується. Лінія КА називається **кривою кипіння**, вона збігається з $x=0$, де суха пара відсутня.

Показник сухості – масова частка сухої пари $M_{СП}$ у суміші або відношення маси сухої пари до маси всієї суміші

$$x = M_{cn} / M.$$

Пружність (тиск) насиченої пари (P_H) – це тиск, за якого рідина, що кипить, перебуває у стані рівноваги з парою. **Температура насичення (кипіння) T_H** – це температура, за котрої рідина, яка кипить, перебуває у стані рівноваги з парою. У процесі кипіння відбувається активне пароутворення. На рис. 4.1 такому стану відповідають точки **KP** та **2'**.

Конденсація – процес, зворотний процесу пароутворення. У техніці обидва процеси проходять при $P = const$, $T = const$. На рисунку 4.1 процеси пароутворення проходять по лініях **KP-H** і **2'-1'**, процеси конденсації будуть проходити у зворотному напрямку – по лініях **H-KP** та **1'-2'**.

Температура насичення T_H залежить від виду робочого тіла і тиску. При збільшенні тиску величина T_H зростає. Тобто зі збільшенням тиску робочого тіла кипіння буде відбуватися при більшій температурі, та відповідно при зменшенні тиску процес кипіння спостерігається при меншій температурі;

3) **двофазний стан вологої насиченої пари**, що являє собою суміш сухої пари з крапельками рідини, які наявні у парі у завислому стані. У цьому стані показник сухості може набувати значень від 0 до 1 ($0 < x < 1$), у ньому перебуває РТ з параметрами, котрі при побудові на діаграмі розміщуються під кривою А-К-В, наприклад точка ВП на рис. 4.1.

Температура вологої пари, киплячої рідини і сухої пари дорівнюють температурі насичення ($T_{ВП} = T_{KP} = T_H$);

4) при випаровуванні останньої краплі завислої у парі рідини пара стає сухою (насиченою), це точка Н, зображена на рис. 4.1;

сухий однофазний стан пари характеризується величиною показника сухості $x = 1,0$. Лінія АВ – **крива сухої пари**, яка характеризує стан сухої пари при різних T_H і P_H .

За наявності рідини отримати суху пару неможливо. Кривизна лінії А-К-В залежить від теплоємності робочого тіла;

5) стан перегрітої пари можна одержати, якщо при сталому тиску ($p = \text{const}$) її температура більша за температуру насичення ($T > T_n$).

Отримати перегріту пару можна при підведенні до сухої насиченої пари теплоти при постійному тиску (процес Н-П, рис. 4.1) або в ізотермічних процесах при зменшенні тиску пари (процес Н-П₁, рис. 4.1). Стану перегрітої пари відповідають на рис. 4.1 точки П і П₁.

Перегріта пара робочого тіла за своїми властивостями наближається до газів зі збільшенням її температури.

Таким чином, параметри РТ у різних фазових станах можна подати у вигляді графіків у різних координатах. Як правило, для цього використовують діаграми $P - v$, $T - S$, $i - S$, особливо у практичних розрахунках для визначення основних характеристик процесів, зміни параметрів робочих тіл і їх стану. Для виконання теплових розрахунків використовують наявність на діаграмах ентальпії « i » та ентропії « S ».

Лінія КА – це **лінія кипіння**, вона збігається з $x = 0$ і розділяє стан вологої пари та рідини, лінія KB ($x = 1$) є межею між вологою й перегрітою парою.

Процес пароутворення проходить по лінії ізобари (процес Р-КР-Н-П) на рис. 4.1 з певним постійним тиском ($P = \text{const}$), він починається в точці Р (область рідини), далі переходить у стан киплячої рідини, точка КР (насичення), потім РТ перетворюється на вологу пару при $P = \text{const}$, $T = \text{const}$ та йде до лінії сухої насиченої пари при $x = 1$ через точку Н і переходить в область перегрітої пари по лінії $P = \text{const}$, де закінчується в точці П на перетині з ізотермою перегрітої пари. За ізобарного охолодження перегрітої пари до стану рідини процес проходить по тій самій кривій П-Н-КР-Р, тільки у зворотному напрямку.

Процеси пароутворення та конденсації можуть проходити ізотермічно ($T = \text{const}$). На рис. 4.1, 4.2 перегріта насичена пара з параметрами в точці П₁ на діаграмі $P - V$ та $T - S$ буде стиснена при

$T = const$, тоді при тиску P_n в точці Н пара стане насиченою сухою ($x = 1$). При подальшому стискуванні пара при постійній температурі починає переходити в стан вологої пари, проходить стан киплячої рідини, точка КР, а потім переходить у рідкий стан (точка Р₁). У частині процесу Н – КР показник сухості РТ зменшується, а тиск у стані вологої пари залишається незмінним, $P = const$. При переході пари у рідкий стан збільшується густина та відповідно зменшується об'єм РТ. У точці КР уся пара перетворюється в рідину ($x = 0$). При подальшому стискуванні рідини її густина та об'єм дуже мало змінюються.

Зі збільшенням температури робочого тіла величина пружності (тиску) насиченої пари P_n зростає. Величини P_n для деяких речовин наведені в роботах [14, 15]. Для однофазних газів величина пружності (тиску) насиченої пари P_n буде функцією температури. Кожній величині тиску відповідає певне значення температури кипіння рідкої фази речовини.

На рис. 4.2 показані основні напрямки ізолінії температури, тиску, ентальпії, ентропії, що нанесені на діаграмах $T - S$ та $i - S$. На діаграмах можливо виконати побудову та виконати розрахунки основних термодинамічних процесів, що лежать в основі реальних технічних процесів зміни стану робочого тіла. У довідковій літературі наведені таблиці теплофізичних властивостей для всіх поширених робочих тіл [14, 15].

Прихована теплота пароутворення – це кількість теплоти, що витрачається на ізобарне перетворення 1 кг рідкої фази робочого тіла при температурі кипіння (насичення) в суху насичену пару, вона позначається літерою « g ». Теплота пароутворення залежить від температури й тиску РТ і визначається згідно з діаграмами $T - S$ та $i - S$ або таблицями [14, 15] як різниця ентальпії сухої насиченої пари – $i_n (i'')$ та киплячої рідини – $i_{кр} (i')$

$$r = i_n - i_{кр}, \text{ кДж/кг.} \quad (4.1)$$

Теплота конденсації пари – це кількість теплоти, яка виділяється в процесі конденсації (зворотному процесі) та дорівнює прихованій теплоті пароутворення $r = i_n - i_{кр}$.

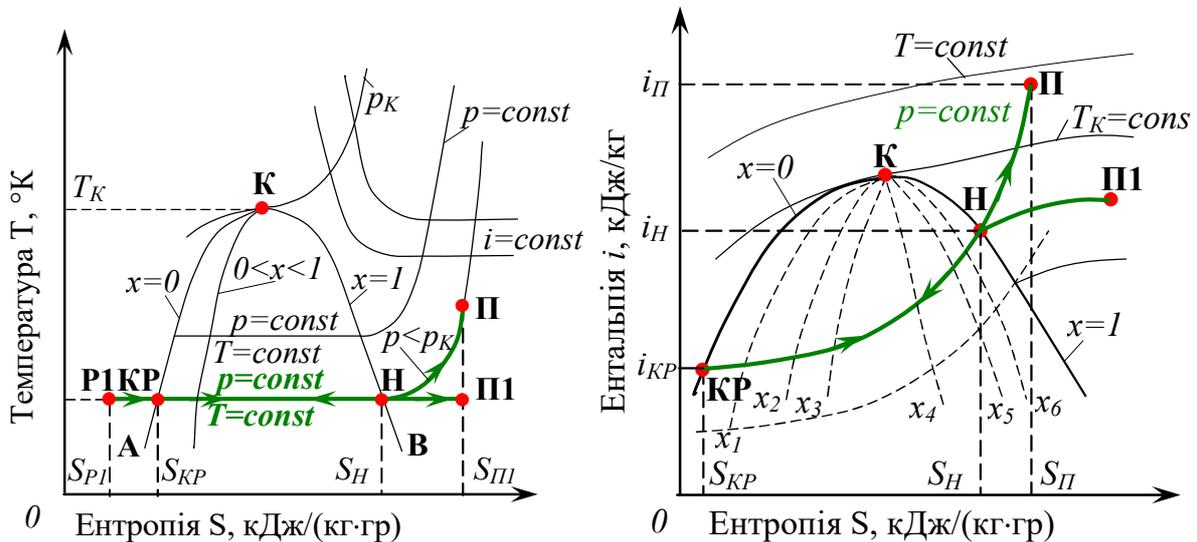


Рис. 4.2. T – S та i – S - діаграми робочих тіл

Коли здійснюється процес, що відбувається в зоні перегрітої пари, кількість теплоти, необхідна для нагріву 1 кг сухої насиченої пари в ізобарному процесі до певної температури перегрітої пари t_n , визначається залежністю

$$q_n = C_{pm} \times (t_n - t_n), \quad \text{кДж/кг,} \quad (4.2)$$

де C_{pm} – середня теплоємність перегрітої пари речовини, кДж/кг гр;

t_n – температура пари в стані насичення, $^{\circ}\text{C}$.

4.2. Термодинамічні процеси реальних газів

У випадку з реальними газами та парами термодинамічні процеси супроводжується зміною їх фазового стану, частки рідкої фази наявні у парі, все це супроводжується зміною густини робочого тіла. В умовах реальних газів і пари розрахункові залежності для визначення характеристик процесів для ідеального газу (таблиця 3.1) дають значну похибку.

Тому параметри реальних робочих тіл рекомендовано встановлювати за діаграмами відповідних газів або за таблицями термодинамічних властивостей газів, фіксуючи стан робочого тіла [15]. Відсутні на діаграмах та в таблицях характеристики рекомендовано визначати згідно із законами термодинаміки для реальних газів.

4.2.1. Ізохорний процес реального газу

В ізохорному процесі П-К робота розширення не виконується, тобто дорівнює нулю $l_{П-К} = 0$.

Для визначення підведеної теплоти використовується залежність, з рівняння першого закону термодинаміки та $v_n = v_k$ отримаємо

$$\begin{aligned} q_{n-k} &= U_k - U_n = (i_k - P_k v_k) - (i_n - P_n v_n) = \\ &= i_k - i_n - v(P_k - P_n), \text{кДж/кг.} \end{aligned} \quad (4.3)$$

У формулу підставляються величини в таких одиницях: i_n та i_k , кДж/кг; v , м³/кг; P_k і P_n , кПа, при цьому кількість теплоти одержуємо в кілоджоулях на кілограм.

Для стану вологої пари величина питомого об'єму v_x може бути розрахована за формулою згідно із законом адитивності за значеннями питомих об'ємів сухої насиченої пари v_n (v'') та рідини, що кипить, $v_{кр}$ (v'), які визначаються із термодинамічних таблиць:

$$v_x = v_n \cdot x + (1-x) v_{кр} = v'' \cdot x + (1-x) v', \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4.4)$$

де x – показник сухості пари, част. од.

Так само визначаються інші характеристики вологої пари як суміші рідкої фази і сухої насиченої пари:

$$- \text{ентропія} \quad S_x = S_{кр} + r \cdot x / T_n = S' + r \cdot x / T_n, \text{кДж/кг гр}; \quad (4.5)$$

$$- \text{ентальпія} \quad i_x = i_{кр} + r \cdot x = i' + r \cdot x, \text{кДж/кг}. \quad (4.6)$$

Якщо процес відбувається в однофазній області перегрітої пари, то знаходження ентропії S і ентальпії i виконується за такими залежностями:

$$S = S_n + C_{mv} \cdot \ln(T / T_n), \text{кДж/кг гр}; \quad (4.7)$$

$$i = i_n + C_{mp} \cdot (T - T_n), \text{ кДж/кг}, \quad (4.8)$$

де S_n, i_n – ентропія та ентальпія пари в сухому насиченому стані, кДж/кг;

T_n, T – температура сухої насиченої та перегрітої пари, $^{\circ}\text{К}$.

4.2.2. Ізобарний процес реального газу

Дуже часто реальні процеси протікають за ізобарою $P = \text{const}$, наприклад такі, як охолодження, нагрівання і конденсація робочих тіл у котлах, печах, холодильних машинах, теплообмінниках, більшість процесів згорання палива, також процеси зміни параметрів повітря в приміщеннях, у системах вентиляції. На рис. 4.3 зображений ізобарний процес у координатах $P - v, T - S, i - S$.

Ізобарний процес збігається з ізотермічним в області вологої пари (1–2). Процес 1–2 пароутворення здійснюється при підведенні теплоти, в якому $P = \text{const}$ та $T = \text{const}$. У точці 2 пар перебуває в сухому насиченому стані ($x = 1$). Далі відбувається підведення теплоти ізобарно $P_2 = P_3 = \text{const}$ і РТ переходить до стану перегрітої пари в точку 3 з параметрами v_3, S_3, i_3, t_3, P_2 .

У процесах 1 – 2 і 2 – 3 кількість підведеної теплоти визначається рівняннями

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 = r; \quad q_{2-3} = i_3 - i_2, \text{ кДж/кг}. \quad (4.9)$$

Зміна внутрішньої енергії розраховується за формулами:

$$U_2 - U_1 = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1) = i_2 - i_1 - P(v_2 - v_1), \text{ кДж/кг}, \quad (4.10)$$

оскільки процес проходить ізобарно $P_1 = P_2 = P = \text{const}$.

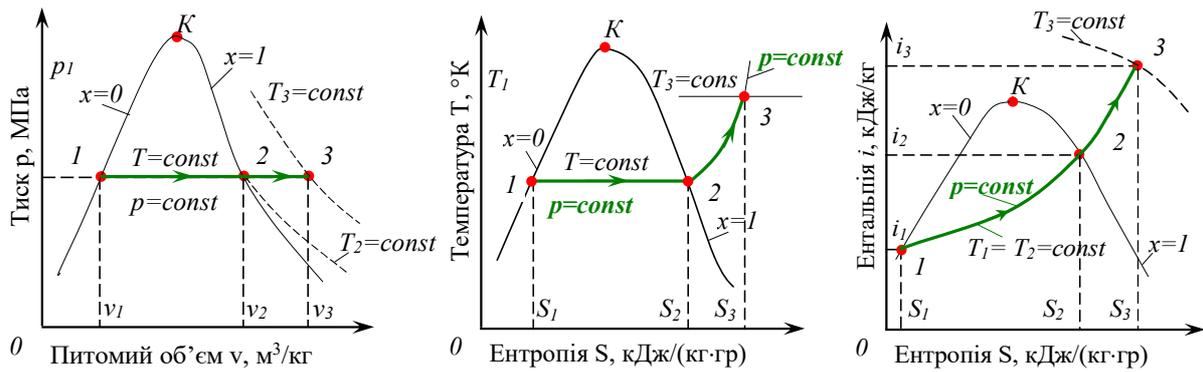


Рис. 4.3. Ізобарний процес ($p=\text{const}$) підведення теплоти

За такими залежностями визначається робота:

$$l_{1-2} = q_{1-2} - (U_2 - U_1) = P \cdot (v_2 - v_1), \text{ кДж/кг}; \quad (4.11)$$

$$l_{2-3} = q_{2-3} - (U_3 - U_2) = P \cdot (v_3 - v_2).$$

4.2.3. Ізотермічний процес реального газу

У техніці ізотермічні процеси можуть проходити за умови ідеального охолодження двигуна, що не завжди можливо здійснити внаслідок коливання температури навколишнього середовища. Випаровування, кипіння, конденсація відбуваються за сталої температури.

Для визначення зміни внутрішньої енергії будують процес на діаграмах, виявляють основні параметри стану і потім розраховують за формулою

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \text{ кДж/кг}; \quad (4.12)$$

– теплоту, підведену в процесі, визначають як зміну ентропій, помножену на температуру в процесі,

$$q_{1-2} = T \cdot (S_2 - S_1), \text{ кДж/кг}; \quad (4.13)$$

– роботу із розширення

$$l_{1-2} = q_{1-2} - (U_2 - U_1) = T \cdot (S_2 - S_1) - (U_2 - U_1), \text{ кДж/кг}. \quad (4.14)$$

У формулах (4.9–4.13) величину тиску потрібно підставляти у кілопаскалях, теплові характеристики – у кілоджоулях на кілограм (ентальпія) та кілоджоулях на кілограм і на градус (ентропія).

4.2.4. Адіабатний процес

Адіабатний процес без теплообміну $dq = 0$ є достатньо поширеним у техніці. Такий процес проходить за умови теплоізоляції об'єкта з відсутністю витрат теплоти в навколишнє середовище, значної швидкості потоку робочого середовища (стискування газів у компресорі, розширення на лопатках турбін) або при нехтуванні витратами теплоти в навколишнє середовище, якщо робота в процесі значно більша, ніж ці втрати.

У ході адіабатного процесу ентропія $S_n = S_k$ залишається без змін. На рис. 4.4 показані графіки адіабатних процесів.

При розширенні перегрітої пари в адіабатному процесі (точка 1) стан пари спочатку змінюється до сухої насиченої (точка 1'), а потім до вологої, при цьому показник сухості $x < 1$ (точка 2). Коли здійснюється зворотний процес 2–1 (адіабатного стискування вологої пари), тиск, температура й ентальпія пари збільшуються, РТ зі стану вологої пари (точка 2) переходить у перегріту (точка 1). Параметри стану в характерних точках процесу визначаються з діаграм.

Кількість теплоти у процесі дорівнює нулю $q_{1-2} = 0$.

За такою залежністю визначається робота з розширення (стискування):

$$l_{1-2} = U_1 - U_2 = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2), \text{ кДж/кг}, \quad (4.15)$$

де P – тиск робочого тіла, кПа.

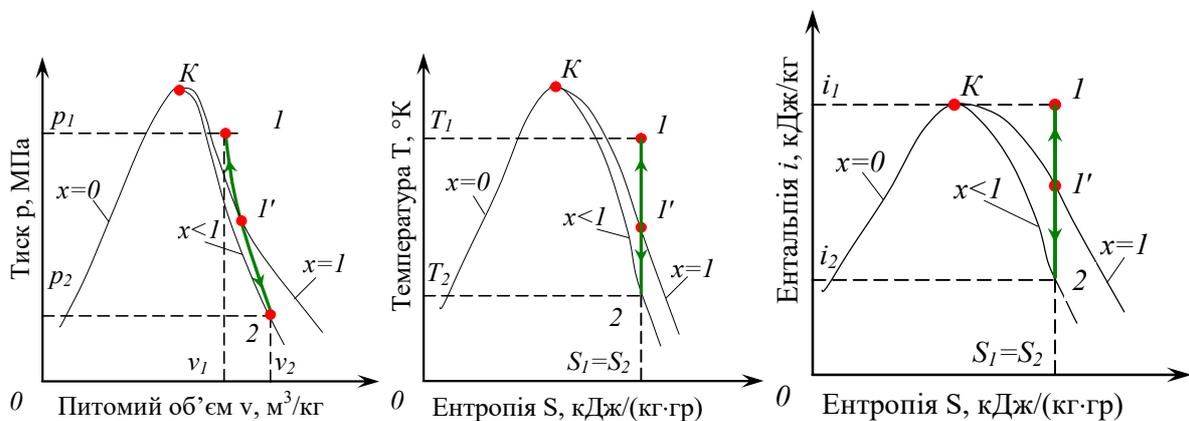


Рис. 4.4. Адіабатний процес розширення газів

У рівнянні адиабати $Pv^k = \text{const}$ для сухої і вологої водяної пари показник ступеня k приблизно дорівнює 1,0. У такому випадкові одержуємо $Pv^1 = \text{const}$ і роботу можна визначити за такою формулою:

$$l_{1-2} \approx i_1 - i_2, \text{кДж/кг.} \quad (4.16)$$

За залежністю обчислюється зміна внутрішньої енергії ΔU

$$\Delta U = U_2 - U_1 = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \text{кДж/кг.} \quad (4.17)$$

4.3. Стискування газів у компресорах

Процеси стискування робочого тіла у компресорах і розширення його у турбінах належать до процесів перетворення енергії в умовах потоку (відкрита система). В таких системах перетворення енергії здійснюється через потенціальну енергію тиску Pv та внутрішню енергію U .

За такою залежністю визначається робота в процесі стискування у відкритій системі:

$$l_o = - \int_1^2 v \cdot dP, \text{кДж/кг.}$$

Із формули $dq = di - vdp$ отримаємо для адиабатного процесу, де $dq=0$, роботу, яка витрачається у компресорі або здійснюється в турбіні, дорівнює різниці ентальпій робочого тіла на вході в компресор (турбіну) і на виході з них.

$$l_o = i_1 - i_2, \text{кДж/кг.}$$

$i_1 < i_2$ й $l_o < 0$ – при стискуванні в компресорі, $i_1 > i_2$ і $l_o > 0$ – при розширенні в турбіні.

Робота, котра витрачається на адиабатне стискування газу в компресорі, буде більшою за роботу самого процесу стискування за рахунок витраченої на процеси всмоктування (заповнення компресора робочим тілом) і нагнітання робочого тіла. Робота, витрачена на компресор (на привід компресора) у k разів більша за роботу самого процесу стискування

$$l_{\kappa} = h \cdot k \cdot l_{1-2} = h \cdot k \cdot [(i_1 - P_1 \upsilon_1) - (i_2 - P_2 \upsilon_2)], \text{кДж/кг}, \quad (4.18)$$

де l_{1-2} – робота процесу стискування;

P_1, P_2 – тиск газу відповідно до і після першого циліндра (ступеня) компресора, кПа;

h – кількість циліндрів (ступенів) стискування.

k – показник адіабати для газу, що стискається;

i_1, i_2 – ентальпія робочого тіла до і після першого ступеня компресора, кДж/кг;

У випадку, коли невідомі значення ентальпії РТ, роботу, що витрачається на привід компресора при адіабатному стискуванні, можна визначити за формулою

$$l_{\kappa} = -\frac{k \cdot h}{k-1} \cdot P_1 \cdot \upsilon_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \text{кДж/кг}. \quad (4.19)$$

У турбокомпресорах здійснюється стискування, близьке до адіабатного.

Робота на привід компресора для політропного процесу стискування при $n \neq k$ виражається залежністю

$$l_{\kappa} = -\frac{n \cdot h}{n-1} \cdot P_1 \cdot \upsilon_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{кДж/кг}. \quad (4.20)$$

Робота на привід компресора при ізотермічному стискуванні визначається за формулою

$$l_{\kappa} = h \cdot R \cdot T \cdot \ln(P_2 / P_1), \text{кДж/кг}, \quad (4.21)$$

де R – газова стала, кДж/(кг·гр).

Стискування газу, близьке до ізотермічного, здійснюється в поршневих компресорах з корпусом, що охолоджується водою. Витрати енергії на роботу в компресорах з ізотермічним стискуванням менші за витрати при політропному та адіабатному стискуванні.

Показник стискування в одному ступені компресора – це відношення тиску на виході із циліндра до тиску на вході в циліндр компресора, визначається як $P_2/P_1=y$. Ця величина характеризує, у скільки разів збільшується тиск в одному ступені (циліндрі) компресора. Якщо прийняти, що в усіх ступенях (циліндрах) відбуваються однакові термодинамічні процеси, величина показника стискування y для кожного ступеня (циліндра) буде однаковою й визначатиметься за формулою

$$y = \sqrt[h]{\frac{P_k}{P_n}}, \quad (4.22)$$

де P_n, P_k – тиск газу на вході (початковий) і на виході (кінцевий) з компресора відповідно. Для одноступеневого компресора $h = 1, P_n = P_1$ та $P_k = P_2$, отримаємо формулу $y = P_2/P_1$.

Показник стискування в одному ступені реального компресора обмежений $y \leq 12 \div 14$, це обумовлено температурою спалахування масла системи змащування. Стискування в реальному компресорі наближається до адіабатного процесу й супроводжується збільшенням температури РТ. Температура газу в кінці процесу стиснення не повинна перевищувати 200°C для запобігання спалахуванню масла в компресорі.

Теоретичні процеси ідеального компресора при стискуванні показані на рис. 4.5 за ізотермою (1–2), політропою $n < k$ (1–3), адіабатою (1–4) і політропою $n > k$ (1–5). Робота на привід компресора дорівнює площі під лініями процесів стиснення у координатах $p-v$. Якщо аналізувати рис. 4.5, найменша робота компресора витрачається при ізотермічному стискуванні, тому ізотермічний процес вважається найвигіднішим. На $T-S$ -діаграмі видно, що при ізотермічному стискуванні температура на виході з компресора не змінюється, теплове розширення газу не відбувається, тому немає необхідності збільшувати діаметр трубопроводу після компресора, питомий об'єм $v_2 < v_3 < v_4 < v_5$.

Для скорочення роботи, що виконується компресором, процес стискування наближають до ізотермічного, для цього охолоджують РТ. Це ускладнює конструкцію компресора. Для одержання високого тиску процес стискування розбивають на декілька етапів, тобто багатоступеневе стискування. Після стискування в першому ступені (циліндрі) відбувається охолодження РТ у проміжних теплообмінниках, після чого робоче тіло потрапляє в наступний циліндр. Теплообмінники охолодження встановлюють між усіма ступенями (циліндрами). Завдяки охолодженню загальний процес стискування наближається до ізотермічного. Виконана робота багатоступеневого компресора менша порівняно з одноступеневим, відповідно і затрати енергії на виконання цих процесів.

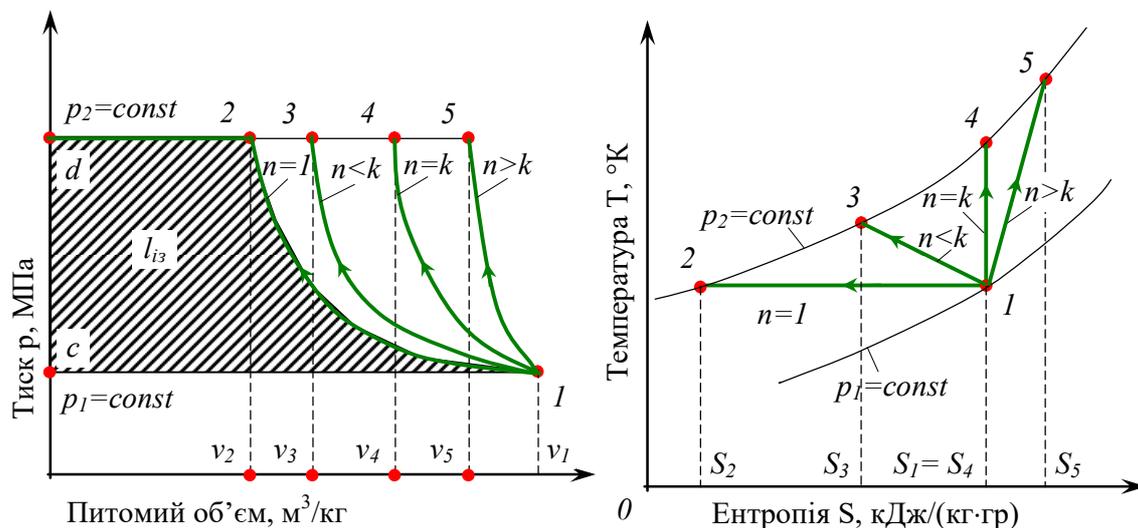


Рис. 4.5. Діаграма роботи ідеального компресора: 1–2, 1–3, 1–4, 1–5 – процес ізотермічного, політропного ($n < k$), адіабатного, політропного ($n > k$) стиснення газу; с–1 – заповнення компресора газом, 2–d – нагнітання стиснутого газу

У детандерах здійснюється розширення робочих тіл (зворотний процес стисканню) для одержання роботи або охолодження газів у холодильних машинах.

Детандер – це машина, в якій обертання диска турбіни або переміщення поршня відбувається внаслідок розширення робочого тіла при зменшенні його тиску.

На рисунку 4.5 зображені процеси розширення РТ у детандерах залежно від умов теплообміну між РТ і навколишнім середовищем здійснюється ізотермічне розширення (ізотерма **2-1**), адіабатне розширення (адіабата **4-1**) чи політропне розширення (процеси при $n > k$ **5-1** і при $n < k$ **3-1**). Величина отриманої роботи у кожному процесі буде визначається за залежностями (4.18-4.21). Як і в компресорах, у детандерах процес необхідно наближати до ізотермічного. У реальних детандерах унаслідок складностей здійснення ізотермічного процесу розширення проходить за політропою з показником $n \approx k$, приймається в розрахунках як адіабатне розширення.

4.4. Процеси адіабатного руху газу в потоці й витікання газу

Для горизонтального рухомого потоку газу при адіабатному процесі ($dq=0$) з формули $q_{1-2} = (i_2 - i_1) + \left(\frac{W_2^2}{2} - \frac{W_1^2}{2}\right) + g(h_2 - h_1) + l_{\text{мехн}} + l_{\text{тр}}$ можна отримати залежність

$$dq = d\left(i + W^2 / 2 + l_{\text{мехн}}\right) = 0, \quad (4.23)$$

в результаті інтегрування для ділянки потоку 1–2 у випадку $dq = 0$ одержимо

$$W_2^2 / 2 - W_1^2 / 2 + l_{\text{мехн}} = i_2 - i_1. \quad (4.24)$$

Вираз (4.24) - це **рівняння першого закону термодинаміки для потоку газу в адіабатних умовах.**

Перший закон термодинаміки для адіабатного потоку газу твердить, що кінетична енергія потоку може бути перетворена в інші форми енергії, такі як робота або ентальпія.

Робота витікання – це збільшення кінетичної енергії потоку $(W_2^2 - W_1^2) / 2$.

Робота потоку l_0 (розраховувана робота) – це алгебраїчна сума технічної роботи $l_{\text{техн}}$ і роботи витікання

$$l_0 = (W_2^2 - W_1^2) / 2 + l_{\text{техн}}. \quad (4.25)$$

Робота потоку пов'язана зі зміною термодинамічного стану РТ, тому є термодинамічною величиною. Величина **розраховуваної роботи l_0** показує ступінь перетворення підведеної до потоку ентальпії та теплоти в механічні форми руху. Для одержання більшої величини роботи потрібно збільшувати швидкість і кінетичну енергію потоку.

Для потоку (при $q_{1-2} > 0$) рівняння першого закону термодинаміки (4.23) набуває такого вигляду:

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 + l_0. \quad (4.26)$$

Для адіабатного процесу 1-2 ($q_{1-2} = 0$) можна записати формулу розраховуваної роботи (термодинамічної роботи потоку)

$$l_0 = i_1 - i_2. \quad (4.27)$$

Із залежності (4.27) випливає ще один фізичний зміст ентальпії – в адіабатному потоці приріст ентальпії дорівнює розраховуваній роботі (термодинамічній роботі потоку).

Робота потоку l_0 визначається як $l_0 = -\int_1^2 v \cdot dP$.

Знак «-» указує на те, якщо тиск у напрямі руху потоку зменшується, то робота буде додатною, знак «+» – тиск збільшується і робота від'ємна.

Виходячи з такої умови, **роботу потоку можна одержати і використати тільки при зменшенні тиску потоку, тобто при розширенні РТ.**

Існують залежності між зміною швидкості dW та зміною площі перетину каналу dF і між зміною швидкості dW та зміною тиску dP у каналі.

Для дослідження залежності між зміною швидкості dW і площі dF продиференціюємо рівняння нерозривності потоку (4.28)

$$V_t = \text{const} = F \cdot W; \quad M_t \cdot v = F \cdot W, \quad (4.28)$$

де V_t – об’ємні витрати РТ, м³/с;

M_t – масові витрати РТ, кг/с;

W – швидкість робочого тіла у досліджуваному перетині каналу, м/с;

v – питомий об’єм робочого тіла у досліджуваному перетині каналу, м³/кг;

F – площа перетину каналу, м².

$$M_t \cdot dv = W \cdot dF + F \cdot dW. \quad (4.29)$$

Розділивши (4.29) на (4.28), одержимо

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dW}{W}, \text{ або } \frac{dW}{W} \left(\frac{W^2}{a^2} - 1 \right) = \frac{dF}{F}, \quad (4.30)$$

де a – швидкість звуку, м/с;

$\frac{W}{a} = M$ – число Маха – це відношенням швидкості РТ у газі чи

рідині до швидкості звуку в цьому середовищі.

У випадку, коли швидкості дозвукові $W < a$, $M^2 = \frac{W^2}{a^2} < 1$, $M^2 - 1 < 0$ з формули (4.30) збільшення площі перетину каналу $dF / F > 0$ приводить до зменшення швидкості РТ $\frac{dW}{W} < 0$. Але, коли швидкості надзвукові $W > a$, $M^2 = \frac{W^2}{a^2} > 1$, $M^2 - 1 > 0$, збільшення перетину каналу $dF / F > 0$ буде супроводжуватися зростанням швидкості РТ.

Із залежностей $l_0 = -\int_1^2 v \cdot dP$ і (4.23), (4.25) при $l_{техн} = 0$ для

адіабатного процесу можна одержати такий вираз:

$$d i = -v \cdot dP = d(W^2 / 2) = W \cdot dW . \quad (4.31)$$

Аналіз рівняння (4.31) показує, що знаки зміни швидкості dW і тиску dP будуть протилежні. При зменшенні тиску в напрямку руху $dP < 0$ його швидкість буде збільшуватися $dW > 0$. Канали, які звужуються, $dF / F < 0$ (рис. 4.6, а) називаються **конфузорами** (соплами). **Дифузорами** називають канали, що розширюються, $dF / F > 0$ (рис. 4.6, б). По ходу руху в них робочого тіла тиск збільшується $dP > 0$, а швидкість зменшується $dW < 0$, $dF / F > 0$ (площа поперечного перетину збільшується).

Із рівняння (4.30) видно, що такий характер залежності зміни швидкості dW , тиску dp і площі каналу dF має місце тільки для дозвукових швидкостей руху РТ. У випадку досягнення у будь-якій точці каналу швидкості W , більшої від швидкості звуку a , характер залежності змінюється. При подальшому підвищенні швидкості $dW > 0$ ($W > a$) при $dP < 0$ площа каналу повинна збільшуватись $dF / F > 0$, тобто канал має розширятися (рис. 4.6, в).

Сопло Лаваля – це канал, у якому можливе досягнення позазвукових швидкостей $W > a$. Він складається зі звужуючої частини (конфузора), горизонтального каналу і дифузора з кутом розкриття $10 \div 12^\circ$ (рис. 4.6, в).

Для отримання швидкості, більшої, ніж швидкість звуку, крім особливої форми сопла, необхідно мати певне співвідношення тиску на вході та на виході з каналу.

У соплах (конфузорах) відбувається перетворення потенціальної енергії потоку (ентальпії) в кінетичну, збільшується швидкість $dW > 0$, відповідно зростає кінетична енергія. У дифузорах кінетична енергія

перетворюється в потенціальну (ентальпію), знижується швидкість $dW < 0$, зменшується кінетична енергія, за рахунок цього зростає потенційна енергія потоку. У дифузорі робоче тіло стискується.

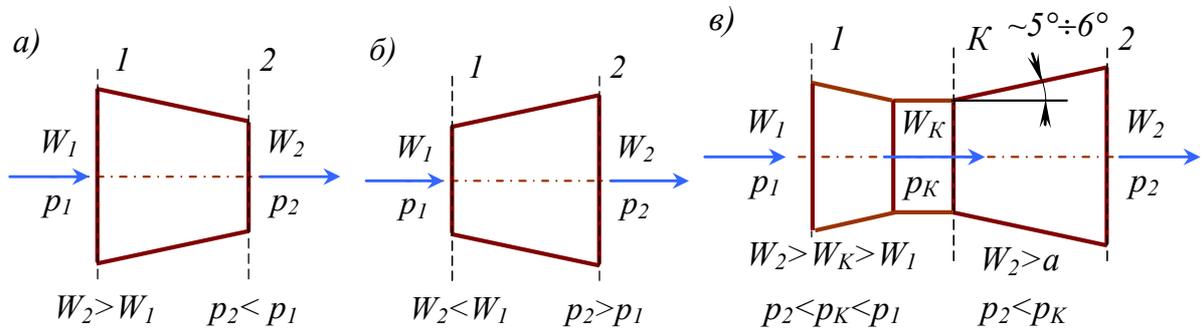


Рис. 4.6. Форми каналів для формування потоку робочого тіла:

а) конфузор; б) дифузор; в) сопло Лаваля

У звужуючій частині сопла Лаваля може бути одержана швидкість $W_K > W_1$, яка дорівнює $W_K = a$ швидкості звуку (критичній швидкості). При розширенні каналу швидкість продовжує зростати і досягає надкритичних (надзвукових величин) залежно від співвідношення величин P_1 та P_2 .

Витікання рідин або газу із трубопроводу з тиском P_1 у середовище з тиском P_2 ($P_2 < P_1$) супроводжується різким зменшенням тиску газу. Швидкість газу при витіканні змінюється від W_1 до W_2 , ентальпія – від i_1 до i_2 .

Визначимо залежність між зміною ентальпії і відповідною зміною швидкості, це буде закономірність переходу потенціальної енергії потоку в кінетичну.

Робота при адіабатному витіканні газу визначається залежністю

$$l = \frac{W_2^2}{2} - \frac{W_1^2}{2} = i_1 - i_2, \text{ Дж/кг}, \quad (4.32)$$

де i_1, i_2 – ентальпія газу до та після процесу витікання, Дж/кг;

W_1, W_2 – швидкість газу в самому трубопроводі та на виході із трубопроводу (рис. 4.7).

У зв'язку з тим, що швидкість витікання набагато більша від швидкості в трубопроводі ($W_2 \gg W_1$), складником $W_1^2 / 2$ в рівнянні (4.32) можна знехтувати.

Із формули (4.32) отримуємо швидкість витікання газу, яка дорівнює

$$W = W_2 = \sqrt{2 \cdot l} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_2)}, \text{ м/с.} \quad (4.33)$$

Якщо невідомі величини ентальпій i_1 та i_2 , величину швидкості газу на виході із трубопроводу можна визначити

$$W = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/с,} \quad (4.34)$$

де величини тиску P_1 і P_2 підставляються у паскалях; питомого об'єму v_1 у метрах кубічних на кілограм; ентальпії i_1 , i_2 у джоулях на кілограм.

Масові годинні витрати газу, який рухається та витікає із трубопроводу, визначаються через рівняння нерозривності потоку

$$M_t = F \cdot W_2 \cdot 3600 \cdot \rho_2, \text{ кг/год,} \quad (4.35)$$

де F – площа перетину потоку (перетин 2-2) в місці визначення швидкості W_2 , м^2 ;

ρ_2 – густина газу на виході з сопла, в перетині 2-2, рис. 4.7, $\rho_2 = 1/v_2$, при тиску P_2 і температурі T_2 .

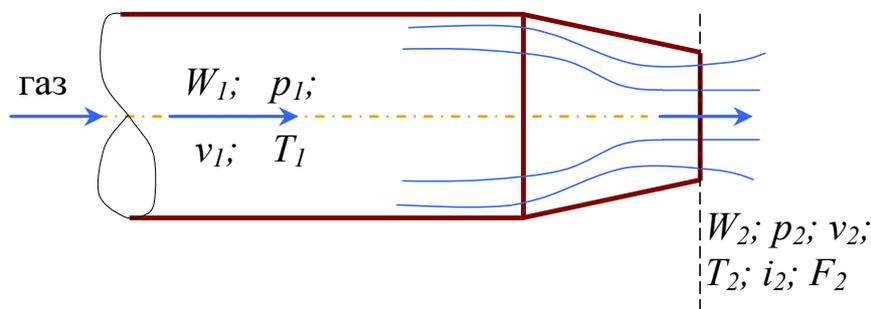


Рис. 4.7. Процес витікання газу із трубопроводу

Формули для визначення швидкостей витікання газу (4.33), (4.34) справедливі для циліндричних сопел, конфузоров та дифузоров лише у

випадку докритичного режиму витікання газу, коли величина швидкості витікання менша за швидкість звуку $W < a$. За цієї умови тиск P_2 на виході із труби буде дорівнювати тиску в середовищі, в яке витікає потік газу, $P_2 = P_C$, а відношення $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ більше певної величини β_k .

$$\beta_k = \frac{P_{2k}}{P_1} \text{ – це критичний показник розширення газу.}$$

$$\text{Умова докритичного режиму витікання } \beta = \frac{P_2}{P_1} > \beta_k = \frac{P_{2k}}{P_1},$$

де **критичний показник розширення газу** визначається за формулою

$$\beta_k = \frac{P_k}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.36)$$

При збільшенні тиску P_1 у трубопроводі буде досягнуто відношення $P_2/P_1 \leq \beta_k$, тоді тиск газу P_2 на виході із сопла стає більшим за тиск у середовищі, в яке витікає потік газу $P_2 > P_C$, а відношення P_2/P_1 дорівнює β_k . Чим більшим буде тиск P_1 , тим більше зростатиме тиск на виході із труби P_2 . Швидкість витікання газу при цьому буде дорівнювати величині, близькій до швидкості звуку.

Величину швидкості при значенні показника розширення, що дорівнює критичному $\beta = P_2/P_1 = \beta_k$, можна обчислити з рівнянь (4.33) і (4.34) за умови, що тиск P_2 буде розрахований за формулою

$$P_2 = P_{2k} = P_1 \cdot \beta_k, \text{ Па.} \quad (4.37)$$

Величину ентальпії i_2 після досягнення критичних параметрів визначають за діаграмами при відповідному значенні P_{2k} .

Критичне відношення тиску $\beta_k = P_{2k}/P_1$ залежить тільки від речовин, з яких складається газ, зокрема, від їхніх показників адиабати k . Для багатоатомних газів критичний показник розширення газу дорівнює $\beta_k = 0,546$, для двохатомних – $\beta_k = 0,528$.

Швидкість, яку буде мати потік газу при витіканні в надкритичному режимі, розраховують за формулою

$$W_k = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot P_1 \cdot v_1}, \text{ м/с,} \quad (4.38)$$

де P_1 – тиск у трубопроводі, Па.

Досягнути швидкості, більшої за швидкість звуку, можна тільки при зміні форми сопла і використанні сопла Лавалю. Тиск газу на виході з сопла Лавалю P_2 не змінюється зі зростанням P_1 і завжди визначається величиною тиску в середовищі ($P_2 = P_c$). Величину швидкості витікання розраховують за залежностями (4.33), (4.34).

На рис. 4.8 побудований графік зміни швидкості витікання W_2 залежно від показника розширення газу β . При $\beta = 1$ (рівність тисків $P_1 = P_2$) перепад тиску відсутній, руху газу не відбувається, $W_2 = 0$. При $\beta = 0$ (тиск P_2 наближається до 0) швидкість витікання в соплі Лавалю буде максимальною і прагне до максимуму W_{max} та більша за швидкість звуку.

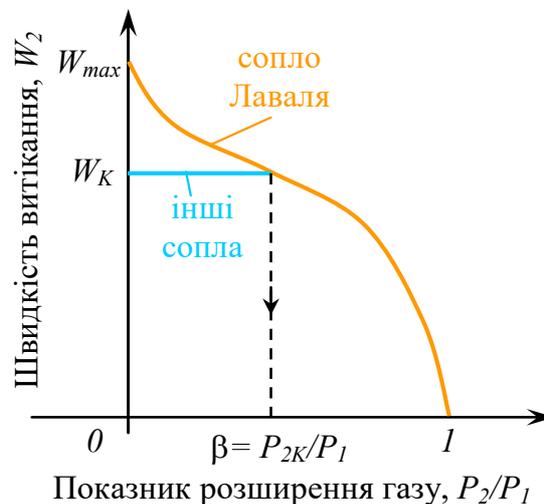


Рис. 4.8. Графік швидкості витікання газу

Для іншої форми сопла при досягненні $\beta \leq \beta_k$ швидкість витікання стабілізується на рівні досягнення швидкості W_k і в інтервалі значень $0 < \beta \leq \beta_k$ залишається постійною. Витікання проходить зі швидкостями, меншими від швидкості звуку.

Питомий об'єм v_2 у місці витікання обчислюють за рівнянням адіабатного процесу

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (4.39)$$

Величина питомого об'єму $v_{2к}$ після досягнення критичного показника розширення β_k визначається за формулою

$$v_{2к} = v_1 \left(\frac{P_1}{P_{2к}} \right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{P_1}{P_1 \cdot \beta_k} \right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{1}{\beta_k} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (4.40)$$

Із рівняння (4.35) масові витрати робочого тіла при витіканні через сопло будуть визначатися за залежністю

$$M_t = F \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1}{v_1} \cdot \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \text{ кг/с}, \quad (4.41)$$

де P_1 – тиск у трубі, Па;

F – площа потоку на виході із сопла, м².

Аналізуючи формули (4.34), (4.41), доходимо висновку, що збільшення P_1 при докритичному режимі витікання ($\beta > \beta_k$) призводить до зростання швидкості та масових витрат робочого тіла.

Процеси витікання газу внаслідок дії сил тертя є незворотними. Тому при переміщенні газу по каналу в адіабатному процесі його ентропія $dS > 0$ буде збільшуватись.

На діаграмі $i - S$ (див. рис. 4.9) зворотний адіабатний процес витікання газу та пари в діапазоні від P_1 до P_2 зображається вертикальною прямою, для якої $dS = 0$, $S_1 = S_2$. Адіабатний незворотний процес у тому ж діапазоні тисків умовно зображається кривою 1–3, для якої $S_3 > S_1$, тому $dS > 0$.

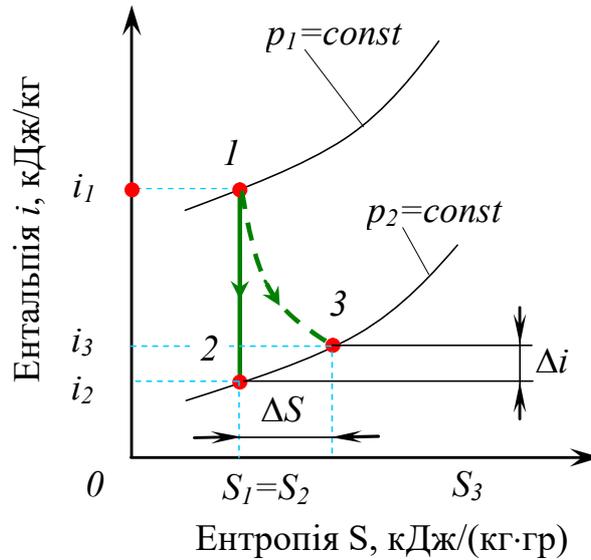


Рис. 4.9. Процес витікання газу на I–S-діаграмі

При незворотному процесі дійсна швидкість витікання W_d буде меншою за теоретичну швидкість $W_0 < W$ унаслідок зменшення перепаду ентальпій у незворотному процесі $i_1 - i_3 < i_1 - i_2$.

Зменшення роботи витікання (витрата кінетичної енергії) внаслідок сил тертя дорівнює

$$\Delta l = (W^2 - W_0^2) / 2 = i_2 - i_3 = \Delta i. \quad (4.42)$$

Коефіцієнт швидкості φ – це відношення дійсної швидкості W_d витікання до теоретичної швидкості W .

Коефіцієнт швидкості (φ) залежить від витрат енергії при проходженні потоку через сопло, від гостроти кромки і кута його розкриття. Усі вказані чинники оцінюються коефіцієнтом місцевого опору ξ (КМО), який можна визначити з довідкової літератури для різних видів сопл.

Величина коефіцієнта φ визначається за залежністю

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 - \xi}}. \quad (4.43)$$

Для для отворів у пластині коефіцієнт дорівнює $\varphi = 0,67$, для звужуючого сопла з кутом розкриття $8^\circ - \varphi = 0,87$, при куті розкриття $25^\circ - \varphi = 0,8$.

Дійсна швидкість адіабатного витікання, яка буде меншою внаслідок дії сил тертя, визначається за залежністю

$$W_\partial = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_2)} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/с.} \quad (4.44)$$

4.5. Дроселювання газів і пари

Дроселювання – це термодинамічний незворотний процес розширення пари чи газу при проходженні їх через місцеве раптове звуження на трубопроводі (сідло клапана чи регулятора, діафрагму), який відбувається без виконання роботи стосовно зовнішнього середовища.

Схема роботи дроселя показана на рис. 4.10.

Процес дроселювання реальних газів і пари проходить за умов, що швидкості потоку до дроселя та після приблизно дорівнюють одна одній

$W_1 \approx W_2$; звідси $\frac{W_1^2}{2} = \frac{W_2^2}{2}$; тиски теж рівні $P_1 = P_2$; РТ розширюється після

дроселя: $v_2 > v_1$; $dv > 0$;

процес проходить адіабатно $dq = 0$; без виконання роботи $dl_0 = 0$; тоді

$di = 0$; $i = const$.

Із формули $q_{1-2} = (i_2 - i_1) + \left(\frac{W_2^2}{2} - \frac{W_1^2}{2} \right) + g(h_2 - h_1) + l_{\text{мехн}} + l_{\text{мр}}$ випливає,

що процес адіабатного дроселювання за відсутності роботи проходить ізоентальпно ($i = const$).

При проходженні потоку газу через діафрагму тиск газу зменшується внаслідок утрат енергії на місцевому опорі (діафрагмі), $P_1 < P_2$, при цьому

питомий об'єм збільшується ($v_2 > v_1$), це означає, що газ розширюється. Таке явище називається дроселюванням.

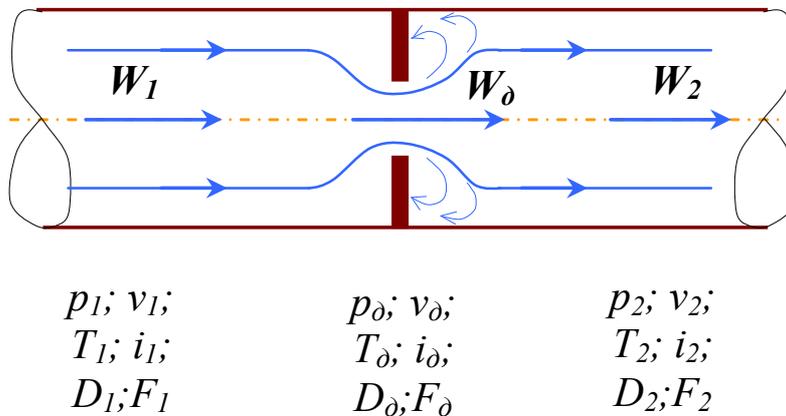


Рис. 4.10. Схема дроселя

Величина витрат тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ на подолання місцевого опору на діафрагмі (раптове звуження) може досягти великих значень і залежить від витрат газу V , швидкості W газу, коефіцієнта стиснення потоку. Коефіцієнт стиснення потоку – це співвідношення між площею потоку в отворі діафрагми F_d і в трубі F_1 .

Визначення втрат тиску на діафрагмі Δp здійснюється за формулою Вейсбаха

$$\Delta p = \zeta \frac{W_1^2}{2}, \text{ Па}, \quad (4.45)$$

де ζ – КМО діафрагми, залежить від показника стиснення потоку

$$m = \frac{W_d}{W_1} \approx \frac{D_1^2}{D_d^2} \text{ та приймається за таблицею 4.1.}$$

Швидкість газу в трубопроводі до діафрагми W_1 визначається за годинними об'ємними витратами газу V і площею перетину труби F_1 згідно із залежністю

$$W_1 = \frac{V}{3600 \cdot F_1}, \text{ м/с}, \quad (4.46)$$

де F_1 – площа перетину труби до діафрагми;

V – годинні об'ємні витрати газу, м³/год.

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнта місцевого опору ζ для діафрагми

Показник стиснення потоку $m = \frac{w_0}{w_1}$	0,1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
КМО діафрагми ζ	0,4	0,39	0,34	0,3	0,27	0,2	0,16

Діаметр труби D_1 і D_2 до й після діафрагми не змінюються. Значить, однаковими будуть швидкості потоку ($W_1 = W_2$) та його кінетична енергія

до й після діафрагми ($\frac{W_1^2}{2} = \frac{W_2^2}{2}$). У самому дроселі швидкість $W_0 > W_1$ та

кінетична енергія збільшуються ($\frac{W_0^2}{2} > \frac{W_1^2}{2}$), а ентальпія зменшується.

Зміна параметрів стану газу в процесі дроселювання визначається такими залежностями й формулами:

– кількість теплоти $q_{1,2} = 0;$

– ентальпія $i_1 = i_2 = const;$ (4.47)

– зміна ентропії $S_2 - S_1 = \int_{p_1}^{p_2} \frac{v}{T} dp > 0;$ (4.48)

– внутрішня енергія $u_1 - u_2 = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k - 1};$ (4.49)

– зміна температури $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_i = \alpha_i.$ (4.50)

Диференціальний дросель-ефект, або коефіцієнт дроселювання α , – це відношення зміни температури в процесі дроселювання $T_2 - T_1$ до різниці тисків до та після дроселя $p_2 - p_1$.

Явище зміни температури при адіабатному дроселюванні називається **ефектом Джоуля – Томпсона**.

Інтегральний дросель-ефект – це зміна температури газу в процесі адіабатного дроселювання при значеннях тиску p_1 і p_2 , визначається за формулою

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i dp, \quad (4.51)$$

де T_1 та T_2 – температури газу відповідно до й після дроселя, $^{\circ}\text{K}$.

Для повітря диференціальний дросель-ефект дорівнює 0,25 град на 1 ат, для метану в діапазоні тисків 100–200 ат диференціальний дросель-ефект становить 0,36 град на 1 ат. Наприклад, при зменшенні тиску метану на 100 ат температура після дроселя знизиться на 36 град.

Величину інтегрального дросель-ефекту можна визначити за діаграмами стану газу, шляхом побудови на них ізоентальпного процесу дроселювання. Початкову точку процесу т.1 будують за відомими параметрами стану (p_1, v_1, T_1, i_1). Кінцева точка процесу розміщена на перетині лінії постійної ентальпії ($i_1 = i_2 = const$), проведеної із т.1, та ізобари P_2 (тиск після дроселя). У точках 1 та 2 визначають, яке буде значення температур (T_1, T_2), і розраховують інтегральний дросель-ефект $\Delta T = T_2 - T_1$ (рис. 4.11).

Процес дроселювання ідеального газу відбувається без зміни температури, що є характерною ознакою ідеального газу. Адіабата дроселювання ідеального газу проходить ізоентальпно $i_1 = i_2$ та ізотермічно $T_1 = T_2$, тому величина $\alpha_i = 0$.

Досліди показують, що для реальних газів знак диференціального дросель ефекту α_i може бути різним залежно від початкових параметрів стану газу. Точка інверсії ефекту Джоуля – Томсона - стан газу, коли $\alpha_i = 0$. Якщо температура до дроселя T_1 дорівнює температурі інверсії $T_1 = T_{\text{інв}}$, то при дроселюванні температура газу не зміниться, процес буде проходити ізотермічно. Якщо $T_1 < T_{\text{інв}}$, $\alpha_i < 0$, то газ після дроселя охолоджуватиметься ($T_2 < T_1$). Якщо $T_1 > T_{\text{інв}}$, $\alpha_i > 0$, то газ буде нагріватися ($T_2 > T_1$).

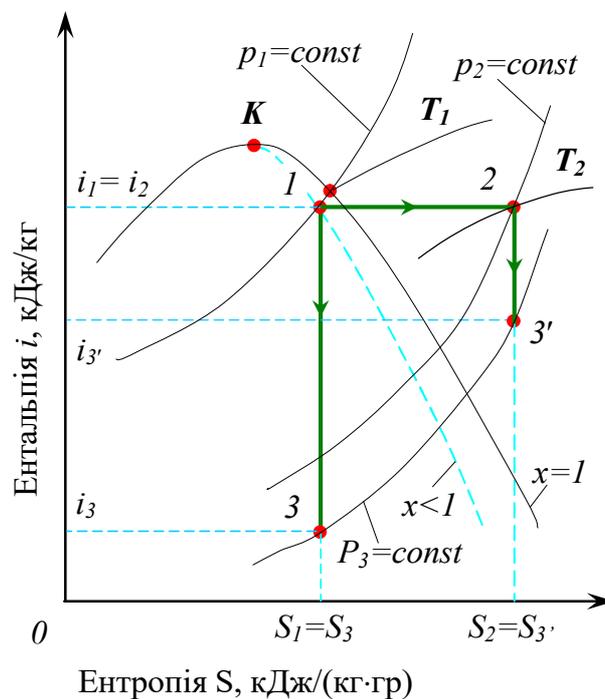


Рис. 4.11. I-S-діаграма процесу дроселювання пари

1-2 – процес дроселювання при постійній ентальпії ($i_1 = i_2 = \text{const}$);

1-3 – адіабатний процес розширення газу від тиску p_1 до p_3 до дроселя;

2-3' – адіабатний процес розширення газу від тиску p_2 до p_3 після дроселя;

Інтегральний дросель-ефект – різниця температур після дроселя та до дроселя $T_2 - T_1 = \Delta T$.

Значення $T_{\text{інв}}$ з деяким наближенням можна обчислити за формулою

$$T_{\text{інв}} \approx 6,25 T_{\text{кр}}, \text{ } ^\circ\text{K}, \quad (4.52)$$

де $T_{кр}$ – критична температура газу. Для повітря $T_{інв}=760$ °К, для водяної пари $T_{інв}=4370$ °К, а для H_2 , $T_{інв}=216$ °К. Тому, якщо до дроселя температура газу становить $15^{\circ}C$ ($288^{\circ}K$), то після дроселя температури повітря і водяної пари будуть зменшуватись, а температура H_2 збільшуватиметься.

У процесі дроселювання спостерігається зменшення роботоздатності газу, що визначається розраховуванням перепадом ентальпій у процесі одержання роботи при розширенні газу від початкового стану до й після дроселя.

За формулою визначається зменшення роботоздатності при дроселюванні

$$\Delta l = l_{1-2} - l_{2-3} = (i_1 - i_3) - (i_2 - i_3) = i_3 - i_2. \quad (4.53)$$

У ході дроселювання (рис. 4.11) вологий газ з точки 1 (до дроселя) переходить у стан перегрітого газу в точці 2 (після дроселя) за умови, що $T_2 < T_1$. Зміна стану газу за відсутності підведення теплоти зі зменшенням його температури пояснюється падінням тиску газу після дроселя та відповідним зниженням температури насичення. Процес дроселювання використовують для осушування газу, очищення його від компонентів із великою температурою конденсації (насичення) при низькотемпературній сепарації, для зниження температури РТ у холодильних машинах. Формула Вейсбаха (4.45) залежності перепаду тиску на діафрагмі від швидкості й витрат газу, що протікає через неї, використовується у вузлах обліку пари чи різних газів. За показниками дифманометрів, які відображають перепад тиску до та після вимірювальних діафрагм, визначають величину швидкості W (4.45) і через площу поздовжнього перетину діафрагми (4.46) – витрату газу V .

Задачі до розділу 4

Задача 4.1

Для газового циклу, наведеного на рисунку 4.12, визначити згідно із заданим варіантом для кожного процесу циклу невідомі параметри стану основних точок.

Знайти для кожного процесу циклу величину роботи, зміну ентальпії, ентропії, кількість теплоти, результуючу роботу і ККД циклу в цілому.

Визначити годинні витрати теплоти й палива для здійснення циклу. Побудувати цикл у масштабі у координатах $T - S$ і $P - V$.

Витрати робочого тіла (повітря) прийняти 7064 кг/год. Теплоту згорання палива прийняти $Q_{н}^p = 37000$ кДж/кг.

Побудову кожного процесу здійснити по двох – трьох точках:

1–2 – політропний, $Pv^n = \text{const}$; ($n = 1,2$);

2–3 – ізохорний, $v = \text{const}$;

3–4 – політропний, $Pv^n = \text{const}$; ($n = 1,2$);

4 – 1 – ізобарний, $P = \text{const}$.

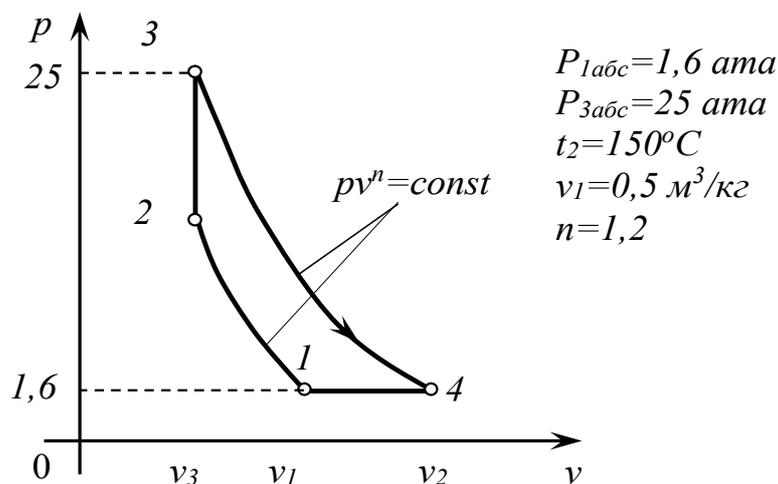


Рис. 4.12 Цикл в $p-v$ координатах

Задані деякі параметри стану повітря:

$$P_1 = 1,6 \text{ ата} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}, v_1 = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$t_2 = 150^\circ\text{C} = 423^\circ\text{K},$$

$$P_3 = 25 \text{ ата} = 25 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Показник політропи $n = 1,2$.

Розв'язання

1. Визначення невідомих параметрів стану робочого тіла (повітря)

Для точки 1 відомі два параметри: тиск $P_1 = 1,6 \text{ ата}$ і питомий об'єм $v_1 = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Згідно з рівнянням стану для т.1 визначимо невідому температуру T_1 ,
 $P_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1$, звідки отримаємо

$$T_1 = \frac{v_1 \cdot P_1}{R} = \frac{0,5 \cdot 1,6 \cdot 10^5}{287} = 278,7 \text{ } ^\circ\text{К,}$$

де R – газова стала для повітря $R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{29} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{гр}}$;

P_1 – тиск газу в точці 1, $P_1 = 1,6 \text{ ата} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

μ – молекулярна маса повітря, кг.

Визначаємо питомий об'єм в точці 2

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1} ; v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{n-1}} = 0,5 \cdot \left(\frac{278,7}{423} \right)^{\frac{1}{1,2-1}} = 0,5 \cdot \left(\frac{278,7}{423} \right)^5 = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для обчислення третього параметра стану P_2 за двома відомими T_2 і v_2 запишемо для точки 2 рівняння стану $P_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2$;

$$P_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 423}{0,06} = 2023350 \text{ Па} = 2023,2 \text{ кПа} = 20,2 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Згідно з рівнянням стану для т.3 визначимо невідому температуру T_3
 $P_3 \cdot v_3 = R \cdot T_3$;

$$T_3 = \frac{v_3 \cdot P_3}{R} = \frac{0,06 \cdot 25 \cdot 10^5}{287} = 522,6 \text{ } ^\circ\text{К.}$$

Обчислюємо питомий об'єм у точці 4 за рівнянням політропного процесу 3-4

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^n \Rightarrow v_4 = v_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} = 0,06 \cdot \left(\frac{25 \cdot 10^5}{1,6 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,2}} = 0,59 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Згідно з рівнянням стану для т.4 визначимо невідому температуру T_4
 $P_4 \cdot v_4 = R \cdot T_4$;

$$T_4 = \frac{v_4 \cdot P_4}{R} = \frac{0,59 \cdot 1,6 \cdot 10^5}{287} = 328,9 \text{ } ^\circ\text{К.}$$

Величини ентальпії i та внутрішньої енергії U для такого циклу розраховують відповідно до таких залежностей: $U = C_{mv} \cdot t$; $i = C_{mp} \cdot t$,

де C_{mv} і C_{mp} – відповідно ізохорна й ізобарна масові середні теплоємності повітря, обчислюються за відомими значеннями мольних теплоємностей за допомогою таблиці 2 [1],

$$C_{mv} = \frac{\mu_{C_v}}{\mu} = \frac{20,9}{29} = 0,71 \text{ кДж/кг} \cdot \text{гр.}; \quad C_{mp} = \frac{\mu_{C_p}}{\mu} = \frac{29,3}{29} = 1,005 \text{ кДж/кг} \cdot \text{гр.}$$

Наприклад:

$$\begin{aligned} U_1 &= C_{mv} \cdot t_1 = 0,71 \cdot 5,8 = 4,1 \text{ кДж/кг}; & U_2 &= C_{mv} \cdot t_2 = 0,71 \cdot 150 = 106,5 \text{ кДж/кг}; \\ i_1 &= C_{mp} \cdot t_1 = 1,005 \cdot 5,8 = 5,8 \text{ кДж/кг}; & i_2 &= C_{mv} \cdot t_2 = 1,005 \cdot 150 = 150,8 \text{ кДж/кг} \\ U_3 &= C_{mv} \cdot t_3 = 0,71 \cdot 249,6 = 177,2 \text{ кДж/кг}; & U_4 &= C_{mv} \cdot t_4 = 0,71 \cdot 55,9 = 39,7 \text{ кДж/кг}; \\ I_3 &= C_{mp} \cdot t_3 = 1,005 \cdot 249,6 = 250,8 \text{ кДж/кг}; & i_4 &= C_{mv} \cdot t_4 = 1,005 \cdot 55,9 = 56,2 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Одержані результати розміщують у таблиці 4.2.

Для визначення допоміжних точок при побудові циклів у координатах $P - v$ та $T - S$ використовують рівняння, наведені у таблиці 3.1 відповідно до процесів, указаних у завданні.

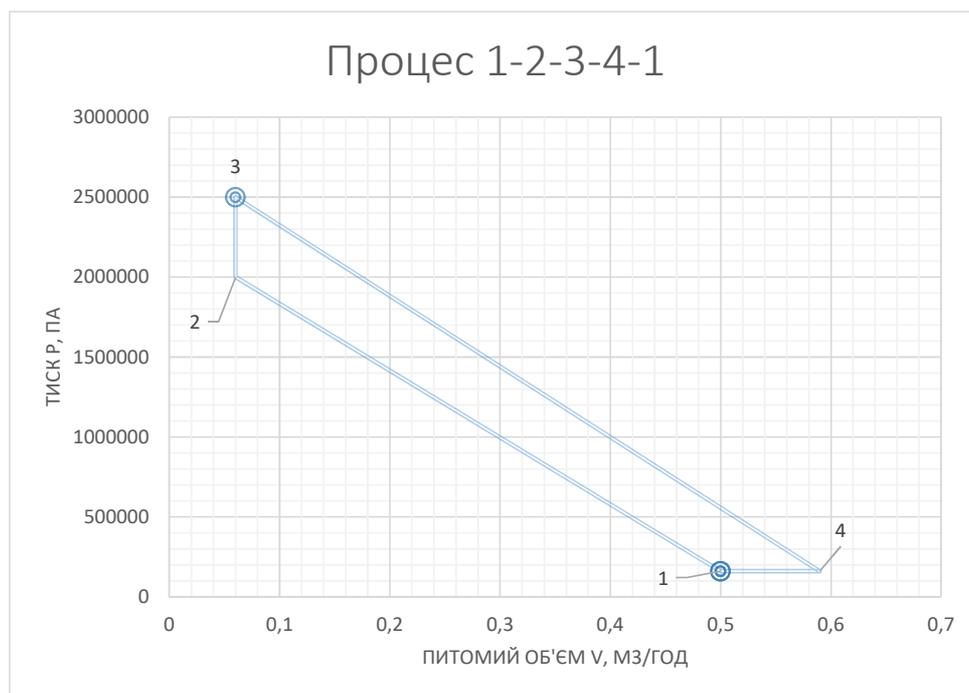
Наприклад, для одержання проміжної точки a на політропному процесі 3 – 4 складаємо рівняння політропного процесу для точок 3 і точки a . Задаємось довільним значенням питомого об'єму v_a в інтервалі від $v_3=0,06$ до $v_4=0,59 \text{ м}^3/\text{кг}$ і визначаємо відповідне значення тиску в точці a

$$\frac{P_3}{P_a} = \left(\frac{v_a}{v_3} \right)^n; \quad P_a = P_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_a} \right)^n = 25 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,06}{0,3} \right)^{1,2} = 3,6 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Таблиця 4.2

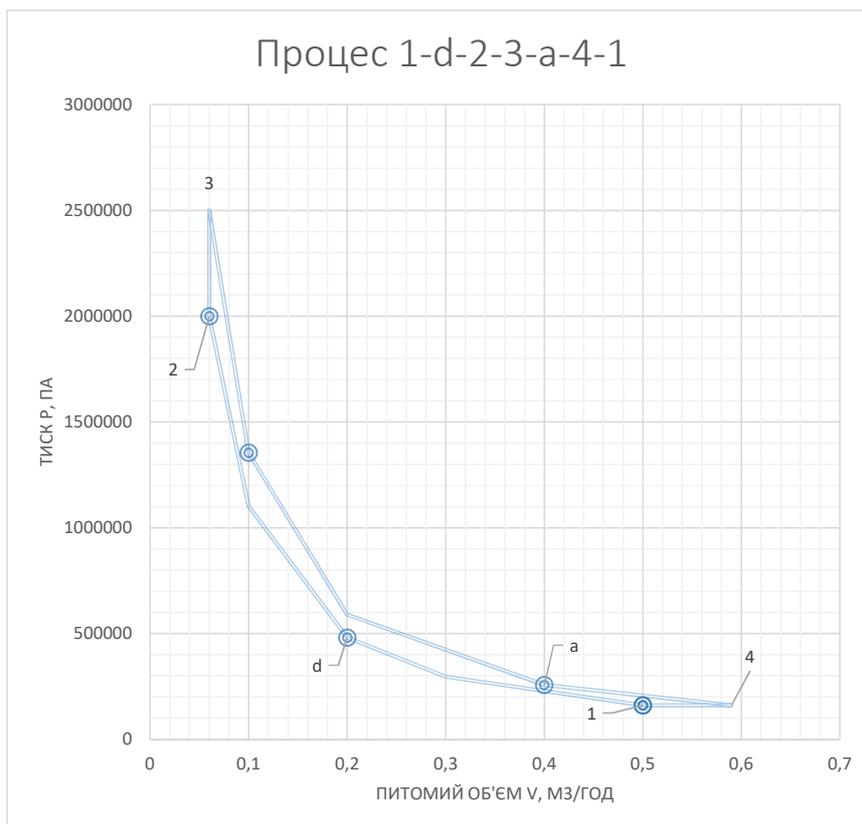
Параметри стану точок циклу

Точки	Параметри				
	P, Па	ν , м ³ /кг	T, °К	U, кДж/кг	i, кДж/кг
1	$1,6 \cdot 10^5$	0.5	278,7	4,1	5,8
d	$3,7 \cdot 10^5$	0.25			
2	$20 \cdot 10^5$	0.06	423	106,5	150,8
3	$25 \cdot 10^5$	0.06	522,6	177,2	250,8
a	$3,6 \cdot 10^5$	0.3			
4	$1,6 \cdot 10^5$	0.59	328,9	39,7	56,2



Параметри проміжної точки d отримують за рівнянням політропного процесу для точок 1 і d

$$\frac{P_1}{P_d} = \left(\frac{\nu_d}{\nu_1} \right)^n ; \quad P_d = P_1 \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_d} \right)^n = 1,6 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,5}{0,25} \right)^{1,2} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ кПа.}$$



2. Визначення характеристик процесів циклу.

При обчисленні величин ΔU , Δi , ΔS , q , l , l_0 вибір розрахункових залежностей здійснюється згідно з таблицею 3.1.

Для політропного процесу 1 – 2:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = 106,5 - 4,1 = 102,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta i = i_2 - i_1 = 150,8 - 5,8 = 145 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2} = 1,005 \cdot \ln \left(\frac{423}{278,7} \right) + 0,287 \cdot \ln \left(\frac{1,6}{20} \right) = 0,42 -$$

$$-0,72 = -0,3 \text{ кДж/кг гр};$$

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{0,287}{1,2-1} (278,7 - 423) = -207,1 \text{ кДж/кг}$$

$$l = \frac{1}{n-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{1}{1,2-1} \cdot 1,6 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{20}{1,6} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \right] = 4 \cdot 10^5 \times$$

$$\times \left[1 - \left(\frac{20}{1,6} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \right] = -209 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q = C_v (T_2 - T_1) = 0,71 \times (423 - 278,7) = -107,6 \text{ кДж/кг.}$$

Перевірка згідно із першим законом термодинаміки: $l = q - \Delta u = -107,6 -$

$$-102,4 = -209 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахункова робота

$$l_0 = -107,6 - 145 = -252,6 \text{ кДж/кг.}$$

Для ізохорного процесу 2-3:

$$\Delta U = U_3 - U_2 = 177,2 - 106,5 = 70,7 \text{ кДж/кг; } \Delta i = i_3 - i_2 = 250,8 - 150,8 = 100 \text{ кДж/кг;}$$

$$q = C_{mv} \cdot (T_3 - T_2) = 0,71 \cdot (522,6 - 423) = 70,7 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta S = S_3 - S_2 = C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} + R \cdot \ln \frac{v_3}{v_2} = C_v \ln \frac{T_3}{T_2} = 0,71 \ln \frac{522,6}{423} =$$

$$= 0,15 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{гр).}$$

$$l = 0.$$

Перевірка згідно із першим законом термодинаміки: $q = \Delta U = U_3 - U_2 = 70,7 \text{ кДж/кг.}$

Розрахункова робота

$$l_0 = q - \Delta i = 70,7 - 100 = -29,3 \text{ кДж/кг.}$$

Для політропного процесу 3 - 4:

$$\Delta U = U_4 - U_3 = 39,7 - 177,2 = -137,5; \Delta i = i_4 - i_3 = 56,2 - 250,8 = -194,6 \text{ кДж/кг;}$$

$$q = C_v \frac{n-k}{n-1} (T_4 - T_3) = 0,71 \frac{1,2-1,41}{1,2-1,0} (328,9 - 522,6) = 144,4 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta S = S_4 - S_3 = C_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3} + R \cdot \ln \frac{P_3}{P_4} = 1,005 \cdot \ln \frac{328,9}{522,6} + 0,287 \cdot \ln \frac{25}{1,6} = 0,32 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{гр});$$

$$l = \frac{1}{n-1} P_3 v_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{1}{1,2-1} 25 \cdot 10^2 \cdot 0,06 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,6}{25} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \right] = 275,7 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Розрахункову роботу процесу 3 – 4 визначаємо з першого закону термодинаміки

$$l_0 = q - \Delta i = 144,4 - (-194,6) = 339 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Перевірка згідно з першим законом термодинаміки

$$l = q - \Delta u = 144,4 - (-137,5) = 281,9 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

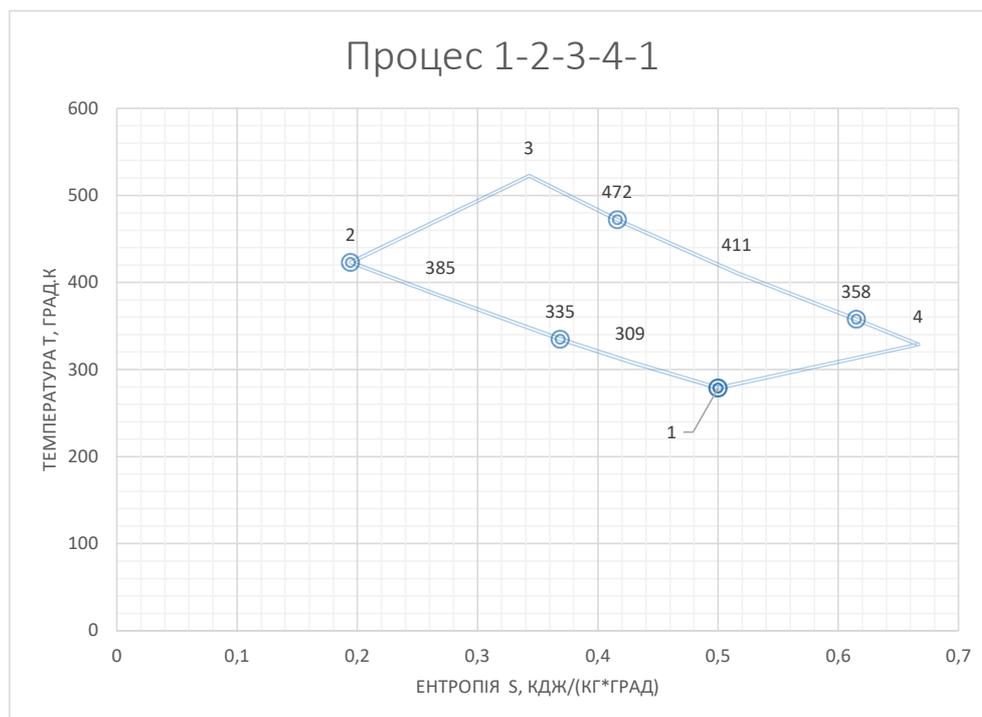
Для ізобарного процесу 4-1:

$$\Delta U = U_1 - U_4 = 4,1 - 39,7 = -35,6 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad \Delta i = i_1 - i_4 = 5,8 - 56,2 = -50,4 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$\Delta S = S_1 - S_4 = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_4} = 1,005 \cdot \ln \frac{278,7}{328,9} = -0,166 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{гр});$$

$$q = C_p (T_1 - T_4) = 1,005 \cdot (278,7 - 328,9) = -50,5 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$l = p \cdot (v_1 - v_4) = 160 \cdot (0,5 - 0,59) = -14,4 \text{ кДж}/\text{кг}.$$



Розрахункова робота в ізобарному процесі 4-1 дорівнює нулю $l_0=0$.

Перевірка: згідно з першим законом термодинаміки

$$l = q - \Delta u = -50,5 - (-35,6) = -14,9 \text{ кДж/кг.}$$

Перевірка: $\sum l = \sum l \pm 3\%$, що менше за 5%.

Одержані результати розміщують у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Визначення характеристик процесів

Процес	ΔU , кДж/кг	Δi , кДж/кг	ΔS , кДж/(кг·град)	q , кДж/кг	l , кДж/кг	l_0 , кДж/кг
1-2	102,4	145	-0,3	-107,6	-209	-252,6
2-3	70,7	100	0,15	70,7	0	-29,3
3-4	-137,5	-194,6	0,32	144,4	281,9	339
4-1	-35,6	-50,4	-0,17	-50,5	-14,9	0
Пере- вірка 1	$\sum \Delta U = 0$	$\sum \Delta i = 0$	$\sum S = 0,00$	$\sum q = 57$	$\sum l = l_{кор} = 58$	-

Загальна кількість підведеної теплоти (витрати теплоти) у циклі як сума величин q для процесів, у яких $q > 0$,

$$q_{підв} = 70,7 + 144,4 = 215,1 \text{ кДж/кг.}$$

Годинна кількість підведеної теплоти при витратах робочого тіла в циклі $M = 7064 \text{ кг/год (1,96 кг/с)}$

$$Q = q \cdot M = 215,1 \cdot 1,96 = 421,6 \text{ кВт.}$$

Питомі витрати теплоти на виробництво 1 кДж/кг корисної роботи в циклі

$$q_{пит} = \frac{q_{підв}}{l_{кор}} = \frac{215,1}{58} = 3,7 \text{ кДж/кг.}$$

Годинні витрати палива з теплою згорання $Q_n^p = 37000 \text{ кДж/кг}$ для здійснення циклу

$$B = \frac{Q \cdot 3600}{Q_n^p} = \frac{421,6 \cdot 3600}{37000} = 41 \text{ кг/год.}$$

Задача 4.4

Для стискування пропану C_3H_8 з витратами $m=25$ кг/с від тиску $P_1=0,12$ МПа до $P_2=3,0$ МПа використовується компресор. Початкова температура газу $t_1=+10^\circ C$, стискування здійснюється за термодинамічним процесом із показником політропи $n=1,15$.

У задачі визначити температуру газу в кінці стискування, потужність на привід компресора і роботу, кількість теплоти, яку необхідно відводити від стиснуваного газу для здійснення процесу із заданим показником політропи. Також обчислити витрати природного газу з теплою згорання 38500 кДж/м³ у камері згорання двигуна компресора. ККД двигуна прийняти таким, що дорівнює 40%.

Задачу розв'язати для одно- і багатоступеневого стискування.

Дано:

$M=25$ кг/с;

C_3H_8 ;

$\mu=12 \cdot 3 + 8 = 44$ кг/кмоль;

$P_1=0,12$ МПа (у 25 разів 3МПа/0,12 МПа);

$P_2=3,0$ МПа;

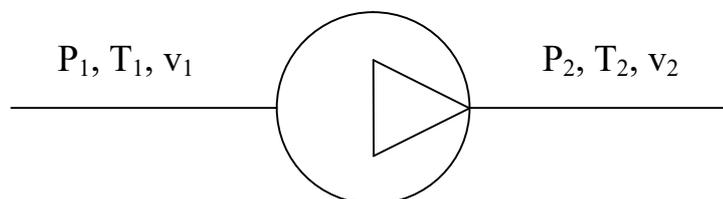
$t_1=+10^\circ C=283^\circ K$;

$n=1,15$;

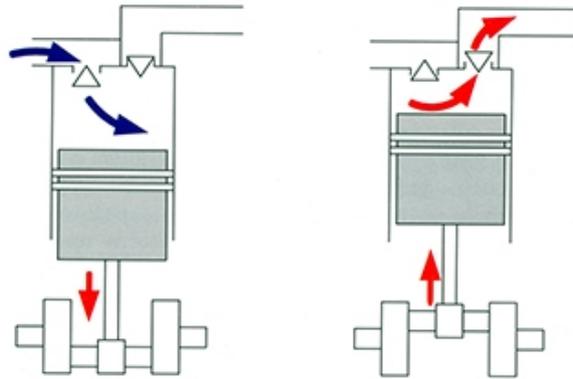
$Q_H^p=38500$ кДж/м³;

$\eta=40\%$.

Одноступеневий компресор



Одноступеневе стискування



Розв'язання

Одноступеневе стискування.

Температуру в кінці стискування визначають із рівняння адіабатного процесу згідно з табл. 3.1 або табл. 5 [16]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 283 \cdot \left(\frac{3}{0,12} \right)^{\frac{0,15}{1,15}} = 283 \cdot (25)^{\frac{0,15}{1,15}} = 283 \cdot 1,52 = 430 \text{ } ^\circ\text{K} = 157^\circ\text{C}.$$

Газова стала для пропану C_3H_8

$$R = R_\mu / \mu = 8314 / 44 = 189 \text{ Дж/(кг·град)} = 0,189 \text{ кДж/(кг·град)}.$$

Теоретична робота компресора за залежністю (4.20) або (62) [16]

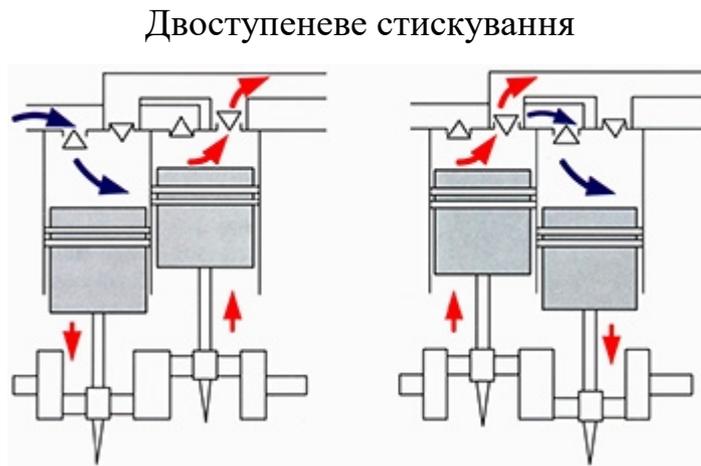
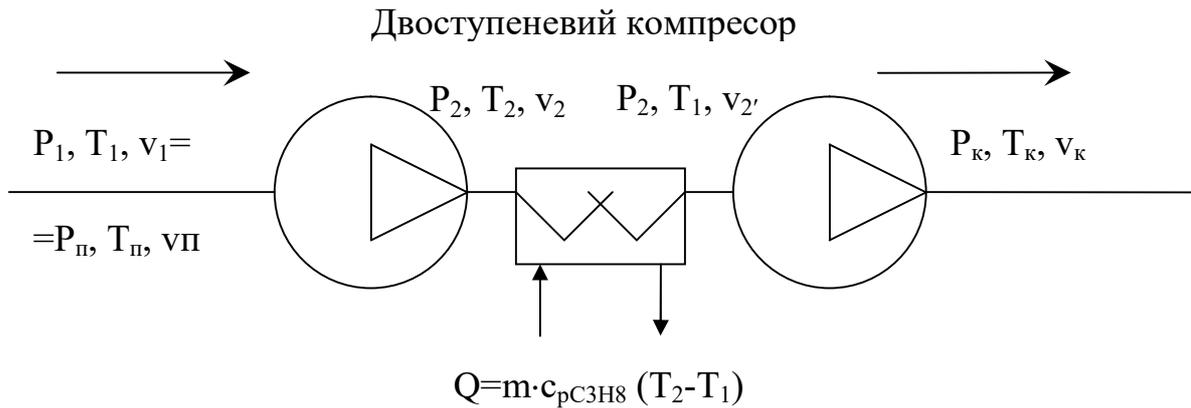
$$l_\kappa = -\frac{n \cdot h}{n-1} \cdot RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{k}} - 1 \right] = -\frac{1,15 \cdot 1}{0,15} \cdot 0,189 \cdot 283(1,52 - 1) = -213 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна потужність привода компресора

$$N_\kappa = \frac{m \cdot l_\kappa}{\eta_m \cdot \eta_m} = \frac{25 \cdot 213}{0,8 \cdot 0,87} = 8320 \text{ кВт} = 8,3 \text{ МВт}.$$

Витрати газу в камері згорання двигуна компресора

$$B_z = \frac{N_\kappa}{Q_H^p \cdot \eta_\partial} = \frac{8320}{38500 \cdot 0,4} = 0,54 \text{ м}^3/\text{с}.$$



Двоступеневе стискування. Показник стискування в кожному ступені визначається відповідно до залежності (4.22) або (65)[1]

$$y = \sqrt[n]{\frac{P_k}{P_n}} = \sqrt[3]{\frac{3}{0,12}} = 5.$$

Температура в кінці стискування у кожному ступені

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 283 \cdot \left(\frac{0,6}{0,12}\right)^{0,15} = 283 \cdot 1,23 = 349^0\text{K} = 76^0\text{C}.$$

Теоретична робота у двох ступенях

$$l_k = -\frac{n \cdot h}{n-1} \cdot RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = -\frac{1,15 \cdot 2}{0,15} \cdot 0,189 \cdot 283 \cdot (1,23 - 1) = -189 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна потужність привода компресора

$$N_k = \frac{m \cdot l_k}{\eta_m \cdot \eta_m} = \frac{25 \cdot 189}{0,8 \cdot 0,87} = 6789 \text{ кДж/кг}.$$

Витрати газу в камері згорання двоступеневого компресора

$$B_2 = \frac{N_k}{Q_H^p \cdot \eta_o} = \frac{6789}{38500 \cdot 0,4} = 0,44 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Витрати палива і потужність двигуна при двоступеневому стискуванні менші за рахунок наближення процесу до ізотермічного.

Кількість тепла, яку треба відвести від газу між ступенями компресора,

$$Q = m \cdot c_{p\text{СЗН8}} \cdot (T_2 - T_1) = 25 \text{ кг/с} \cdot 0,86 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)} \cdot (349 - 283)^\circ\text{C} = 1419 \text{ кДж/с} = 1419 \text{ Вт}.$$

Задача 4.3

У резервуарі, заповненому газом CO_2 , підтримується початковий тиск $P_1 = 9,65$ ата і температура $t_1 = 12^\circ\text{C}$.

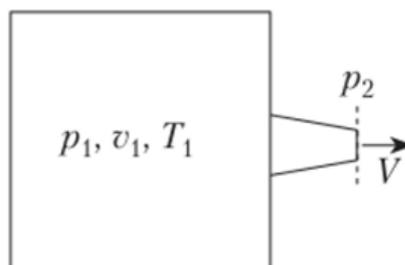
Визначити швидкість витікання, об'ємні й масові витрати газу через отвір площею $F = 70 \text{ мм}^2$ у резервуарі при значеннях тиску в зовнішньому середовищі $P_2 = 9, P_2 = 7, P_2 = 5, P_2 = 3$ ата і при $P_2 = P_{\text{кр}}$.

Побудувати на основі розрахунків графіки зміни швидкості витікання, об'ємних та масових витрат залежно від тиску в зовнішньому середовищі. Коефіцієнт ϕ прийняти 0,9.

Газ CO_2 витікає із резервуара. Тиск у резервуарі становить $P_1 = 9,65 \text{ ата} = 0,977 \text{ МПа}$, температура газу в резервуарі $t_1 = +12^\circ\text{C} = 285^\circ\text{K}$. Показники адіабати для складових газу приймати згідно з таблицею 10.2, $k = 1,31$ [16].

Площа перетину отвору $F = 70 \text{ мм}^2 = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Розв'язання



Витікання через циліндричне сопло.

1) $P_2 = 9$, 2) $P_2 = 7$, 3) $P_2 = 5$, 4) $P_2 = 3$ ата, 5) при $P_2 = P_{кр}$.

Визначають відношення тиску в середовищі, куди витікає струмінь P_2 , до тиску в трубці P_1

$$1) \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{9}{9,65} = 0,93;$$

$$2) \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{7}{9,65} = 0,72;$$

$$3) \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{5}{9,65} = 0,51;$$

$$4) \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{3}{9,65} = 0,31;$$

$$5) \beta_{кр} = \frac{P_{кр2}}{P_1} = \frac{5,21}{9,65} = 0,54.$$

Установлюють критичне відношення тисків

$$\beta_{кр} = \frac{P_{2кр}}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,31+1} \right)^{\frac{1,31}{0,31}} = 0,54.$$

У зв'язку з тим, що $\beta < \beta_{кр}$, швидкість витікання буде критичною, витрати будуть максимальними.

Визначають величину критичного тиску на виході із сопла, вона буде більшою за величину тиску у середовищі, куди витікає струмінь, $P_{2кр} = P_1 \cdot \beta_{кр} = 9,65 \cdot 0,54 = 5,21$ ата.

Швидкість витікання обчислюється за формулою

$$W = \varphi \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$1) = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,31}{0,31} \cdot 0,977 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot \left[1 - \left(\frac{9}{9,65} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} \right]} = 74 \text{ м / с};$$

2)

$$W = \varphi \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,31}{0,31} \cdot 0,977 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \left[1 - \left(\frac{7}{9,65} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} \right]} = 156 \text{ м / с};$$

3) 4) 5)

$$W_{\kappa} = \varphi \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 v_1} = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,31}{0,31} \cdot 0,977 \cdot 10^6 \cdot 0,05} = 578,2 \text{ м / с},$$

де v_1 – питомий об'єм газу при параметрах P_1, T_1 у резервуарі, визначається із рівняння стану реального газу

$$v_1 = \frac{z_1 \cdot R_{\mu} \cdot T_1}{P_1 \cdot \mu} = \frac{0,99 \cdot 8314 \cdot (273 + 12)}{0,977 \cdot 10^6 \cdot 44} = 0,054 \text{ м}^3/\text{кг},$$

де μ – молекулярна маса газу CO_2 .

Об'ємні витрати газу при витіканні його з резервуара:

$$1) V = W F 3600 = 74 \cdot 0,7 \cdot 10^{-4} \cdot 3600 = 18,6 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$2) V = W F 3600 = 156 \cdot 0,7 \cdot 10^{-4} \cdot 3600 = 39 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$3) 4) 5) V = W F 3600 = 578,2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-4} \cdot 3600 = 140 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Масові витрати газу обчислюються за залежністю

$$M = V/v_2,$$

де v_2 – питомий об'єм газу при критичних параметрах на виході з резервуара, визначається з рівняння адіабатного процесу,

$$1) v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,054 \cdot \left(\frac{9,65}{9} \right)^{\frac{1}{1,31}} = 0,057 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$M = V/v_2 = 18,6/0,057 = 326 \text{ кг/год};$$

$$2) v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,054 \cdot \left(\frac{9,65}{7} \right)^{\frac{1}{1,31}} = 0,068 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$M = V/v_2 = 39/0,068 = 574 \text{ кг/год};$$

$$3) v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,054 \cdot \left(\frac{9,65}{5} \right)^{\frac{1}{1,31}} = 0,089 \text{ м}^3/\text{кг},$$

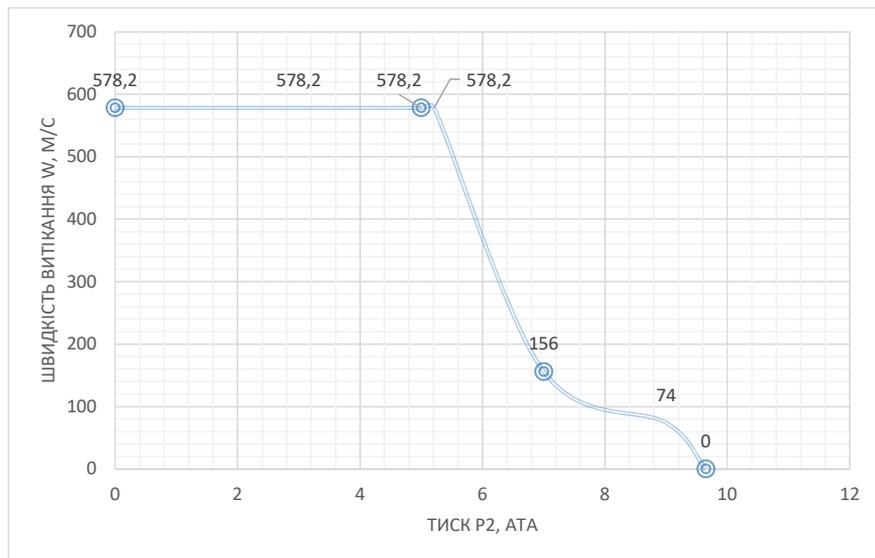
$$M = V/v_2 = 140/0,089 = 1573 \text{ кг/год};$$

$$4) v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,054 \cdot \left(\frac{9,65}{3} \right)^{\frac{1}{1,31}} = 0,132 \text{ м}^3/\text{кг},$$

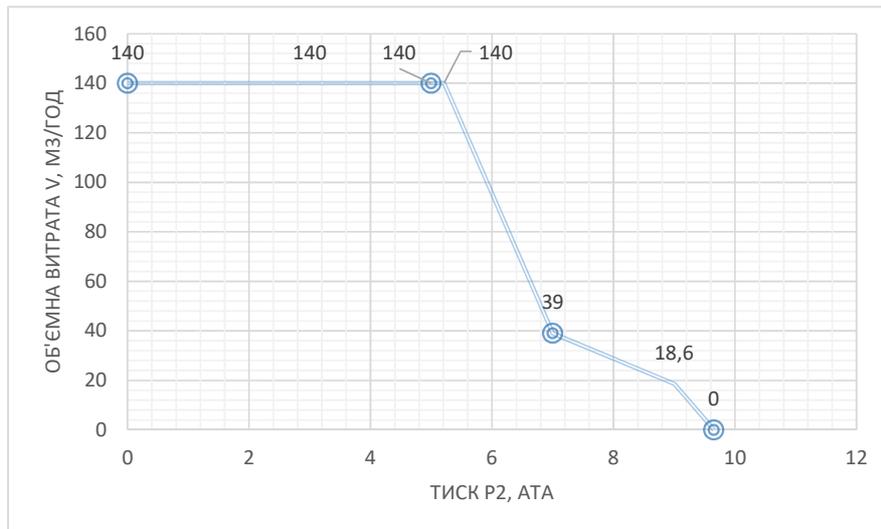
$$M = V/v_2 = 140/0,132 = 1061 \text{ кг/год};$$

$$5) v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,054 \cdot \left(\frac{9,65}{5,21} \right)^{\frac{1}{1,31}} = 0,086 \text{ м}^3/\text{кг},$$

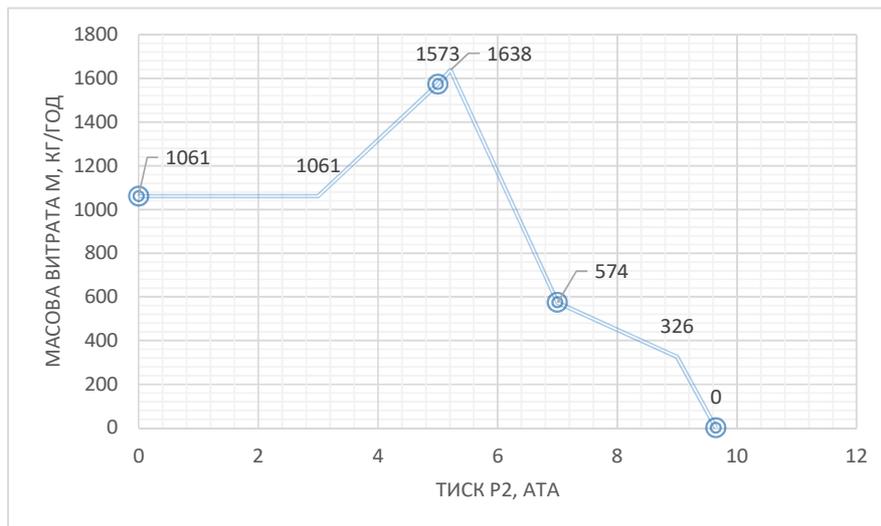
$$M = V/v_2 = 140/0,086 = 1628 \text{ кг/год}.$$



Графік залежності швидкості витікання від тиску в зовнішньому середовищі



Графік залежності об'ємних витрат від тиску в зовнішньому середовищі



Графік залежності масових витрат від тиску в зовнішньому середовищі

Розділ 5. I-d-діаграма вологого повітря

5.1. Вологе повітря.

5.2. Головні характеристики вологого повітря.

5.3. I-d-діаграма вологого повітря.

5.4. Зображення процесів обробки повітря на I-d-діаграмі.

5.1. Вологе повітря

Вологим повітрям називається парогазова суміш, що складається із сухого повітря і водяної пари. Знання властивостей цієї суміші необхідне в метеорології, екології для розуміння процесів конденсації водяної пари й випаровування вологи, роботи сушарок та інших пристроїв.

Вологе повітря, що містить максимальну кількість водяної пари при певній температурі, називається **насиченим**. Повітря з меншою кількістю водяної пари називається **ненасиченим**. Водяна пара у повітрі звичайно наявна в невеликій кількості та в перегрітому стані. Тому з достатньою для практичних розрахунків точністю до нього можна застосовувати закони ідеальних газів.

Головні характеристики вологого повітря визначають за допомогою приладу, який називають **психрометром**. Він складається з двох однакових термометрів: сухого і змоченого. Балон змоченого термометра обгорнуто батистом, змоченим дистильованою водою. З поверхні матеріалу відбувається випаровування вологи, причому інтенсивність випаровування залежить від вологості навколишнього повітря. Чим нижча вологість цього повітря, тим інтенсивніше відбувається випаровування вологи і тим нижчою буде температура змоченого термометра.

Після зняття відліку за цими термометрами можна визначити всі інші параметри повітря за психрометричними таблицями, діаграмами та графіками.

Іншим приладом для вимірювання вологості повітря є гігрометр. У практиці технічних вимірювань застосовують: волосяні, електричні й інфрачервоні гігрометри. Вони дають змогу безпосередньо вимірювати відносну вологість повітря.

5.2. Головні характеристики вологого повітря.

До основних характеристик вологого повітря відносять такі: відносну й абсолютну вологість, вологовміст, температуру точки роси, парціальний тиск водяної пари в повітрі та ентальпію вологого повітря.

Точка роси – температура, до якої необхідно охолодити ненасичене повітря, щоб воно стало насиченим.

Згідно із законом Дальтона, тиск вологого повітря

$$P_B = P_{СП} + P_{ВП}. \quad (5.1)$$

Парціальний тиск водяної пари визначають за таблицями при температурі точки роси.

Відносна вологість – визначає рівень насичення повітря водяною парою

$$\varphi = \frac{P_{ВП}}{P_{НВП}} \cdot 100\%. \quad (5.2)$$

Якщо вологе повітря насичене, то $\varphi = 100\%$, у всіх інших випадках $\varphi < 100\%$, і вважають, що повітря ненасичене.

Абсолютна вологість D – це маса вологи, що міститься в 1 м^3 вологого повітря.

Вологовміст d , г/кг сухого повітря – це маса водяної пари, віднесена до одиниці маси сухого повітря, що знаходиться у вологому повітрі,

$$d = \frac{M_{ВП}}{M_{СП}} \cdot 1000. \quad (5.3)$$

Якщо скористатися рівнянням Менделєєва – Клапейрона ($p \cdot V = \frac{M}{\mu} R_{\mu} T$), то можна записати $d = \frac{P_{ВП} \cdot \mu_{ВП}}{P_{СП} \cdot \mu_{СП}} \cdot 1000$. Підставивши

відповідні молекулярні маси води й повітря, одержимо

$$d = \frac{P_{ВП} \cdot 18,016}{P_{СП} \cdot 28,95} 1000 = 622 \frac{P_{ВП}}{P_B - P_{ВП}} = 622 \frac{\varphi \cdot P_{НВП}}{P_B - \varphi \cdot P_{НВП}}. \quad (5.4)$$

Із цієї формули виходить, що між вологовмістом і парціальним тиском водяної пари існує однозначна залежність.

Ентальпія i вологого повітря є одним з головних його параметрів і широко використовується при розрахунках сушарок, систем вентиляції та кондиціонування мікроклімату. Ентальпію зазвичай відносять до одиниці маси сухого повітря. Її визначають як суму трьох складових: теплоти, що акумулюється сухим повітрям, водяною парою й теплоти випаровування вологи. Формула має вигляд

$$i = 1,005t + 1,8068t \cdot d \cdot 10^{-3} + 2500d \cdot 10^{-3} \text{ кДж/кг сухого повітря.} \quad (5.5)$$

5.3. I-d-діаграма вологого повітря

Питання, що стосуються вологого повітря, зручно і легко вирішуються за допомогою I-d-діаграми, запропонованої у 1918 р. проф. Л.К. Рамзіним. У цій діаграмі графічно пов'язані між собою головні параметри, що визначають тепловологісний стан повітря. Це – температура t , відносна вологість φ , вологовміст d , ентальпія i , парціальний тиск водяної пари в повітрі P_p . Знаючи будь-які два параметри, можна знайти точку на I-d діаграмі та визначити всі інші параметри.

I-d діаграма побудована в косокутній системі координат, рисунок 5.1. По осі ординат відкладено значення ентальпії i , кДж/кг, по осі абсцис, яка проходить під кутом 135° до осі i , – значення вологовмісту d , г/кг сухого повітря. Таким чином, на діаграмі наносяться лінії постійних ентальпій і вологовмісту. Крім них, на діаграму також нанесено ізотерми у вигляді

прямих ліній та криві постійної вологості φ . У нижній частині діаграми розміщена крива (або вісь) парціального тиску повітря.

Усе поле діаграми поділене на дві частини лінією вологості $\varphi=100\%$. Ця лінія відповідає стану насичення повітря водяною парою. Вище від неї перебуває ненасичене вологе повітря, нижче – область конденсації водяної пари.

З практичної точки зору дуже важливим є визначення параметрів стану повітря за сухим і мокрим термометром. Для цього за ізотермою мокрого термометра встановлюємо точку на лінії $\varphi=100\%$. Через неї проводимо лінію $i = const$ до перетину з ізотермою сухого термометра. Отримана на перетині точка відображає стан цього вологого повітря.

Визначення температури точки роси. Для цього необхідно з точки, що характеризує стан повітря по лінії $d = const$, опуститися до претину з лінією $\varphi=100\%$. Ізотерма, яка проходить через цю точку, визначає шукану температуру точки роси.

I-d-діаграма зручна не лише для визначення параметрів стану повітря, але й для побудови ліній зміни його стану, наприклад при охолодженні, нагріванні, зволоженні чи осушенні.

5.4. Зображення процесів обробки повітря на I-d-діаграмі

На I-d-діаграмі можна показати головні процеси зміни тепловологісного стану повітря, рисунок 5.2. Будь-який процес зміни стану повітря на I-d-діаграмі характеризується кутовим коефіцієнтом променя процесу

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1}. \quad (5.6)$$

Процес нагрівання повітря відбувається за умови постійного вологовмісту ($d=const$). Повітря поглинає лише тепло, при цьому $\varepsilon = +\infty$. Точки 1 і 2 будуть розміщуватися на вертикальній лінії.

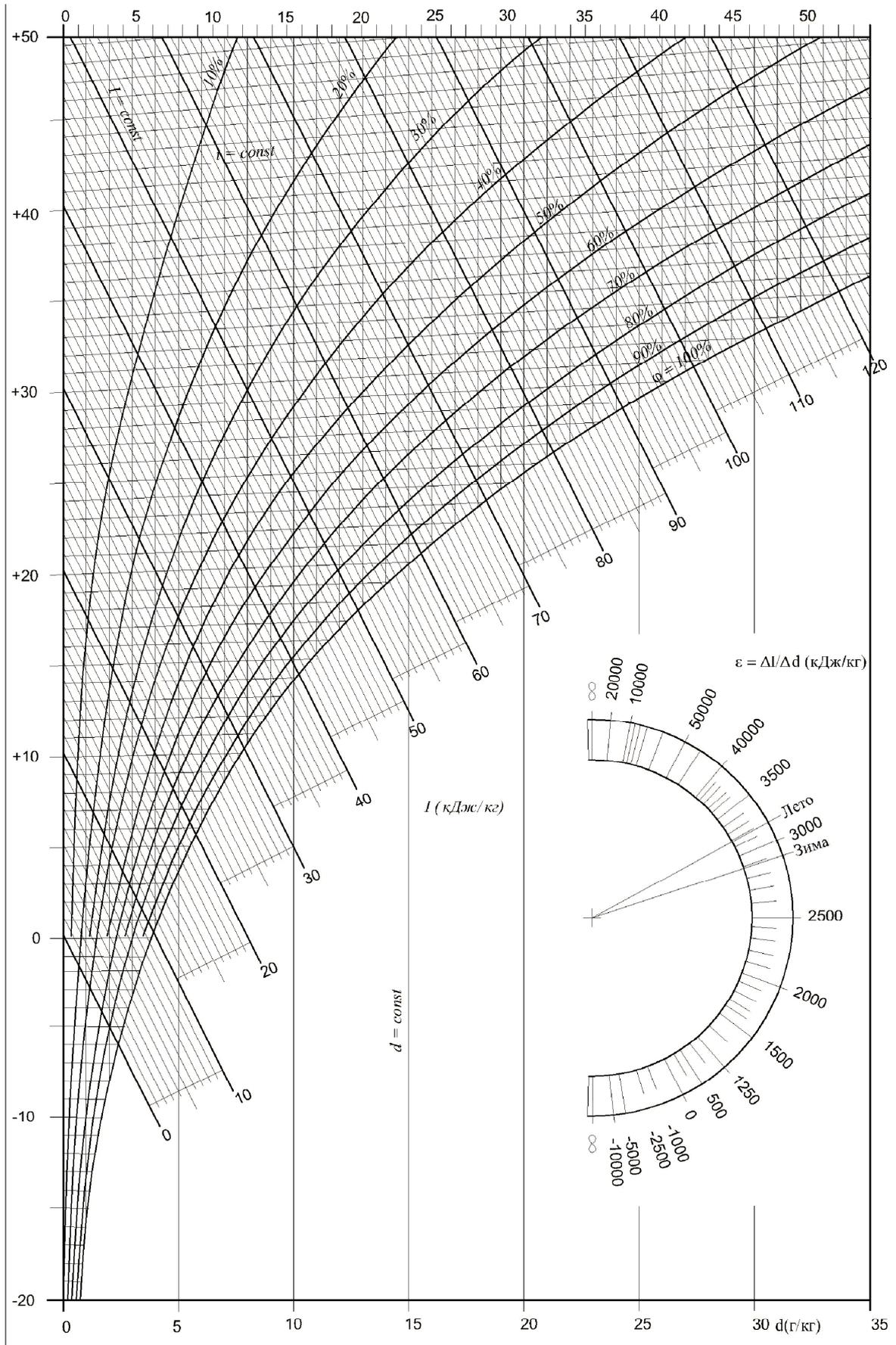


Рис. 5.1. I-d-діаграма вологого повітря

Цей процес застосовується в калориферах (електрокалориферах), повітрянагрівачах, опалювальних приладах та ін.

Політропне зволоження з нагріванням – процес відбувається, коли повітря поглинає теплову енергію й вологу (точка 3).

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} > 0. \quad (5.7)$$

Прикладом таких процесів є різноманітні сушарки в період виходу на робочий режим, зволожувальні камери, градирні.

Одним з різновидів цього процесу є **ізотермічний процес**, який іде по лінії $t = \text{const}$. Застосовується як робочий режим у сушарках.

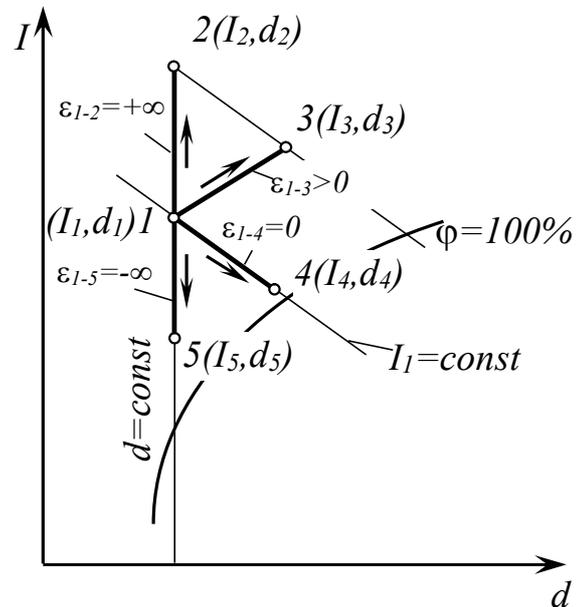


Рис. 5.2. Процеси на I-d-діаграмі

Адіабатний процес – зволоження повітря відбувається за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем. Процес іде по лінії $i = \text{const}$ (точка 4). При цьому $\varepsilon = 0$. Цей процес широко використовують у кондиціонерах, психрометрах та інше.

Політропне зволоження з охолодженням – процес відбувається, коли повітря поглинає вологу і віддає теплоту. При цьому $\varepsilon < 0$ (сектор 5-1-4). Процес застосовують у центральних кондиціонерах.

Процес охолодження повітря відбувається за умови постійного вологовмісту ($d = \text{const}$). При цьому $\varepsilon = -\infty$. Точки 1 та 5 будуть знаходитися на вертикальній лінії. Процес застосовують у повітроохолоджувачах кондиціонерів.

Процес політропного охолодження з осушенням – відбувається, коли повітря віддає теплоту і вологу. При цьому $\varepsilon > 0$ (ліворуч точки 5).

Використовують у центральних кондиціонерах у теплий період року для охолодження й осушення повітря.

Процес охолодження з конденсацією – йде по лінії $\phi=100\%$. На i - d діаграмі зображається кривою лінією, в кожній точці якої $\varepsilon < 0$. Процес застосовують в осушувачах повітря, також він відбувається на всіх достатньо холодних поверхнях, які омиваються вологим повітрям.

Задачі до розділу 5

Побудова процесів на I - d -діаграмі

Задача 5.1 На I - d -діаграмі вологого повітря побудувати процес і схарактеризувати його. Визначити термодинамічні характеристики повітря (d, ϕ, i, p, t_p) в початковій $t_{C1}=24^{\circ}\text{C}$, $t_{M1}=12^{\circ}\text{C}$ та кінцевій $t_{C2}=20^{\circ}\text{C}$, $t_{M2}=16^{\circ}\text{C}$ точках процесу. Знайти напрямок променя процесу ε .

Розв'язання

(Усі побудови виконуються на I - d -діаграмі вологого повітря, яка роздруковується з додатка Д).

1. На I - d -діаграмі вологого повітря (рис. 5.3) визначаємо положення початкової (1) та кінцевої (2) точок процесу.

Для цього за ізотермою мокрого термометра (t_M) знаходимо точку на лінії $\phi=100\%$. Через неї проводимо лінію $i=const$ до перетину з ізотермою сухого термометра (t_C). Отримана на перетині точка (1, 2) відображає стан цього вологого повітря, рис. 1.

2. За допомогою I - d -діаграми знаходимо термодинамічні характеристики кожної точки: вологовміст, відносну вологість, ентальпію, парціальний тиск водяної пари, температуру точки роси.

Для визначення вологовмісту повітря в точці 1 опускаємо вертикальну лінію з цієї точки до перетину зі шкалою вологовмісту. Відносну вологість повітря (%) в точці 1 встановлюємо інтерполяцією між двома сусідніми лініями постійної вологості ($\phi = const$). Ентальпію кожної точки (кДж/кг) визначаємо по лінії $I=const$ на відповідній шкалі. Парціальний тиск водяної

пари (кПа) для точки 1 знаходимо на шкалі, розташованій у нижній частині діаграми. Температуру точки роси для точки 1 визначаємо за ізотермою, проведеною з точки перетину вертикальної лінії, опущеної з точки 1, та лінії $\varphi = 100\%$. Аналогічно знаходимо точку роси для точки 2.

3. З'єднуємо точки 1 і 2 прямою лінією та визначаємо напрямок променя процесу (ε).

Методом паралельного перенесення суміщаємо лінію, паралельну 1–2, з точкою, яка має температуру $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ та вологість 0% . Продовжуємо цю лінію до межі діаграми і визначаємо ε .

Висновок до цієї задачі пишемо на основі аналізу напрямку променя процесу. У цьому випадку процес 1–2 є процесом політропного охолодження зі зволоженням.

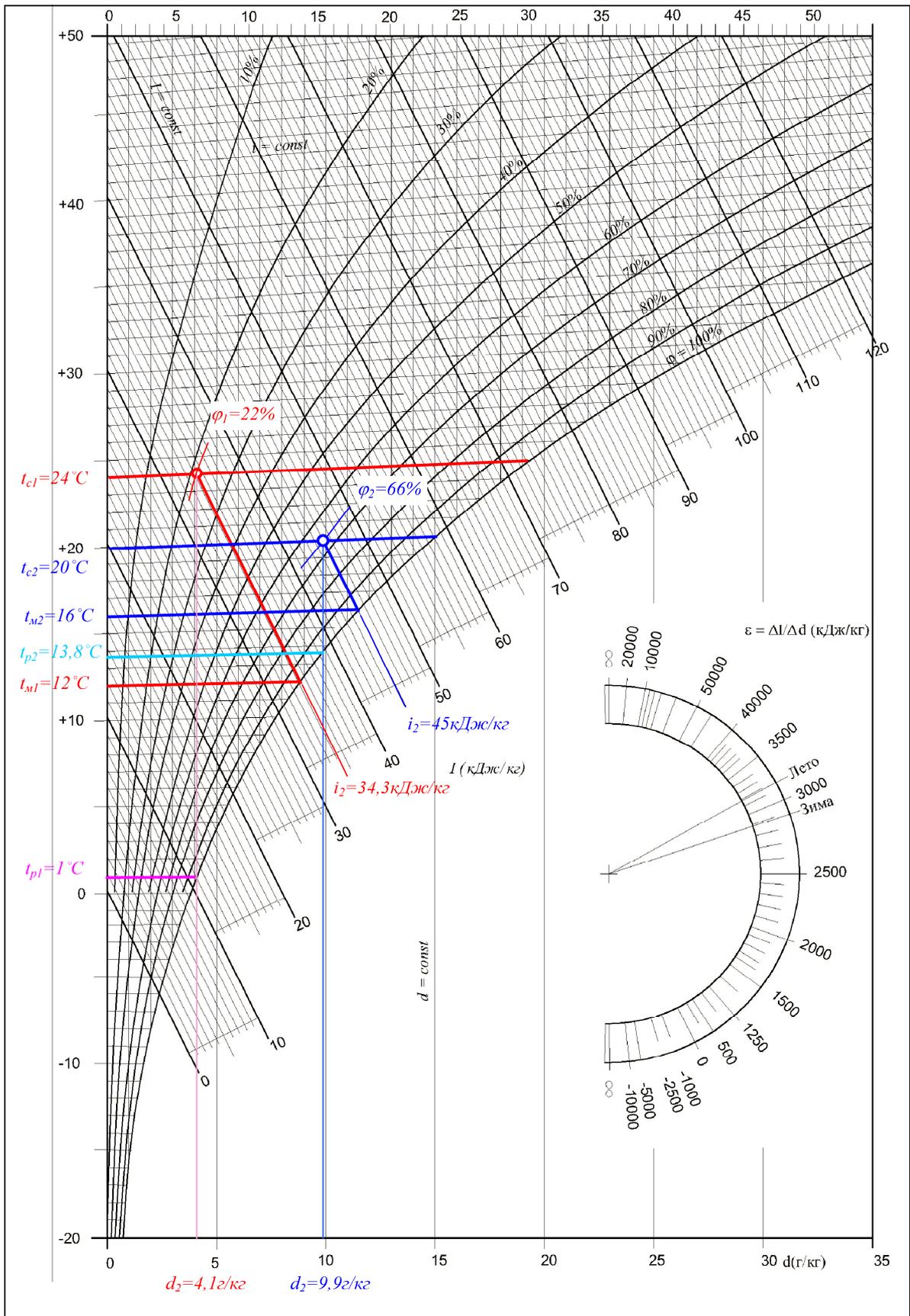


Рис. 5.3. Побудова точок на I-d-діаграмі

Задача 5.2

Початковий стан повітря характеризується такими параметрами: тиск $P_1=745$ мм. рт. ст., температура $t_1=+6^\circ\text{C}$, відносна вологість $\phi_1=80\%$.

При постійному тиску повітря нагрівається у калорифері до температури $t_2=+40^\circ\text{C}$, а потім адіабатно охолоджується до температури $t_3=+14^\circ\text{C}$.

Визначити:

- температуру точки роси і температуру мокрого термометра для початкового стану повітря;
- кількість теплоти для нагрівання 1 кг та $M_n=4000$ кг/год повітря у калорифері;
- витрати сухої насиченої водяної пари з тиском $0,3$ МПа, яку необхідно подати в калорифер для нагрівання повітря;
- кількість вологи, котра виділяється при охолодженні 1 кг, і M_n , кг/год, повітря;
- кількість теплоти, яку потрібно відвести від 1 кг, та M_n , кг/год, повітря при його охолодженні.

Як зміняться витрати сухої насиченої водяної пари для нагрівання повітря у калорифері, якщо тиск водяної пари збільшити до $1,0$ МПа?

Задачу розв'язати за допомогою I-d-діаграми стану повітря (рис. 5.1).

Розв'язання:

Дано:

$P_1=745$ мм. рт.ст.;

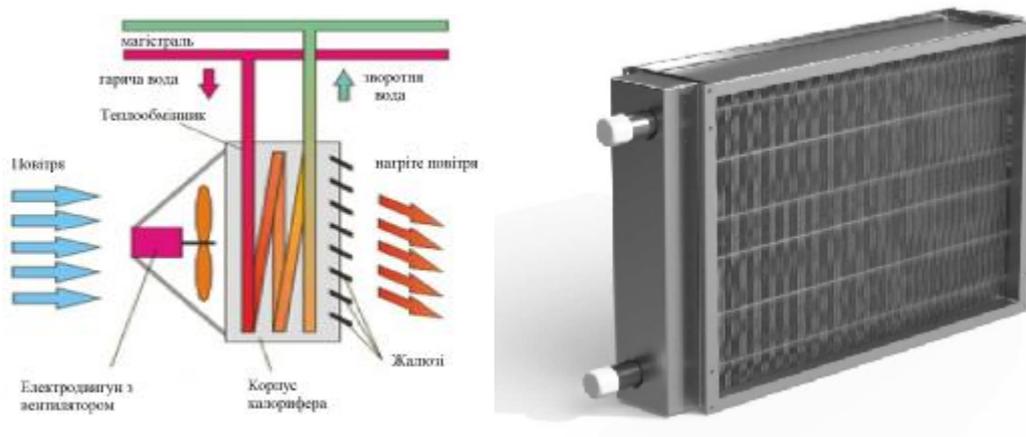
$t_1=+6^\circ\text{C}$;

$\phi_1=80\%$;

$t_2=+40^\circ\text{C}$;

$t_3=+14^\circ\text{C}$;

$M_n=4000$ кг/год.



Будуємо за параметрами $t_1=+6^\circ\text{C}$, $\phi_1=80\%$ на діаграмі (рис. 5.3) точку 1.

Після побудови **точки 1** визначаємо такі параметри: вологовміст $d_1=4,7$ г/кг та ентальпію $i_1=18$ кДж/кг.

Процес 1-2 – підігрів повітря в калорифері $d=\text{const}$

Після побудови **точки 2** за параметрами $t_2=+40^\circ\text{C}$ визначаємо параметри: вологовміст $d_2=4,7$ г/кг й ентальпію $i_2= 52$ кДж/кг, відносну вологість повітря $\phi_2=9\%$.

Процес 2-3 – адіабатного охолодження $i=\text{const}$, потім процес конденсації $\phi=100\%$

Після побудови **точки 3** за параметрами $t_3=+14^\circ\text{C}$ визначаємо параметри: вологовміст $d_3=11$ г/кг та ентальпію $i_3= 43$ кДж/кг, відносну вологість повітря $\phi_3=100\%$.

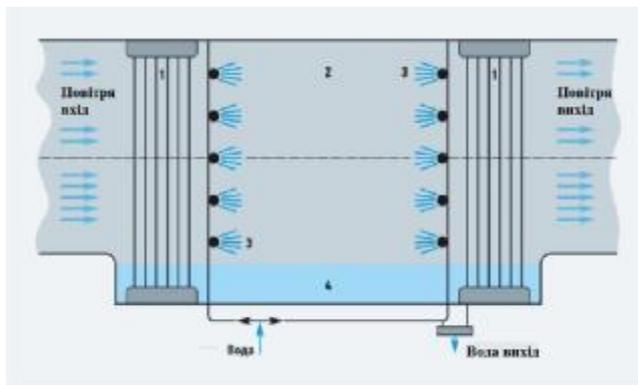


Рис. Камера зрошувальна (КЗ): 1- каплеуловлювач, 2 - корпус, 3 - форсунка, 4 - піддон

Процес 1-2

Кількість підведеної теплоти в процесі 1-2 визначається рівняннями на 1 кг повітря:

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 = 52 \text{ кДж/кг} - 18 \text{ кДж/кг} = 34 \text{ кДж/кг}.$$

Кількість підведеної теплоти в процесі 1-2 обчислюється рівняннями на $M_n = 4000$ кг/год повітря

$$Q_{1-2} = q_{1-2} \cdot M_n = (34 \text{ кДж/кг} \cdot 4000 \text{ кг/год}) / 3600 \text{ с/год} = 37,8 \text{ кДж/с} = 37,8 \text{ кВт}.$$

Витрати сухої насиченої водяної пари з тиском 0,3 МПа, яку необхідно подати в калорифер для нагрівання повітря,

$$r_{0,3} = 2163,8 \text{ кДж/кг} [14].$$

$$M_{\text{пар}} = Q_{1-2} / r_{0,3} = 37,8 \text{ (кДж/с)} / 2163,8 \text{ (кДж/кг)} = 0,0174 \text{ кг/с} = 62,9 \text{ кг/год}.$$

Кількість вологи, що виділяється при охолодженні 1 кг:

$$d_3 = 11 \text{ г/кг}, d_{3^*} = 13,3 \text{ г/кг};$$

$$\Delta d = d_{3^*} - d_3 = 13,3 - 11 = 2,3 \text{ г/кг}.$$

Кількість вологи, котра виділяється при охолодженні 4000 кг/год,

$$W = \Delta d \cdot M_n = 2,3 \text{ г/кг} \cdot 4000 \text{ кг/год} = 9200 \text{ г/год} = 9,2 \text{ кг/год}.$$

Кількість теплоти, яку потрібно відвести від 1 кг повітря при його охолодженні 2-3,

$$q_{2-3} = i_2 - i_3 = 52 \text{ кДж/кг} - 43 \text{ кДж/кг} = 9 \text{ кДж/кг}.$$

Кількість теплоти, котру необхідно відвести від 4000 кг/год повітря при його охолодженні 2-3,

$$Q_{2-3} = q_{2-3} \cdot M_n = (9 \text{ кДж/кг} \cdot 4000 \text{ кг/год}) / 3600 \text{ с/год} = 10 \text{ кДж/с} = 10 \text{ кВт}.$$

Як зміняться витрати сухої насиченої водяної пари для нагрівання повітря у калорифері, якщо тиск водяної пари збільшити до 1,0 МПа?

Витрати сухої насиченої водяної пари з тиском 1,0 МПа, яку необхідно подати в калорифер для нагрівання повітря:

$r_{1,0}=2015,3$ кДж/кг (приймаємо з таблиць властивостей водяної пари [14]);

$$M_{\text{парі}} = Q_{1-2} / r_{0,3} = 37,8 \text{ кДж/с} / 2015,3 \text{ кДж/кг} = 0,01876 \text{ кг/с} = 67,5 \text{ кг/год};$$

$$\Delta M_{\text{парі}} = 67,5 \text{ кг/год} - 62,9 \text{ кг/год} = 4,6 \text{ кг/год}.$$

Розділ 6. Теплообмін. Загальні поняття

6.1. Способи перенесення теплоти.

6.2. Температурне поле, ізотермічна поверхня, тепловий потік.

6.3. Закон Фур'є. Теплопровідність середовища.

6.1. Способи перенесення теплоти

Теорія теплообміну – це наука про процеси передавання теплоти. З теплообміном пов'язано багато технологічних процесів та природних явищ.

Перенесення теплоти від одного тіла до іншого, а також між частинками цього тіла відбувається лише за наявності різниці температур і спрямоване завжди в напрямі більш низької температури.

Теплообмін – це складний процес, який поділяють на низку складових. Розрізняють три принципово відмінних процеси теплообміну: теплопровідність, конвекція та теплове випромінювання.

Теплопровідність – відбувається при безпосередньому контакті частинок речовини (молекул, атомів і вільних електронів) та супроводжується обміном енергії. Такий процес теплообміну відбувається у твердих тілах і в тонких шарах рідин та газів. Механізм перенесення теплоти залежить від агрегатного стану тіла.

Теплопровідність газів. Для більшості газів, що перебувають в умовах, близьких до нормальних, можна застосувати модель ідеального газу. Передавання теплоти за допомогою теплопровідності є одним з явищ перенесення кінетичної енергії молекул за допомогою їх хаотичного руху та співударяння між собою. Таким чином, у результаті молекулярного руху відбувається поступове вирівнювання температури в нерівномірно нагрітому газі. З підвищенням температури теплопровідність газів зростає. Від тиску теплопровідність газів практично не залежить. Швидкість руху молекул водяної пари – приблизно 650 м/с.

Теплопровідність рідин. На відміну від газів, на хаотичний рух молекули рідини накладаються епізодичні коливання молекули навколо тимчасового положення рівноваги. Тому в рідинах спосіб передавання теплоти подвійний: за рахунок співударяння молекул та за рахунок широкоамплітудних коливань молекул у тимчасовому каркасі кластера. Швидкість руху молекул води – приблизно 30 м/с. З підвищенням температури теплопровідність більшості рідин знижується. Винятком із цього правила є лише вода і гліцерин.

Теплопровідність твердих тіл. У твердих тілах є два способи передавання теплоти: за рахунок коливань атомів у кристалічній решітці та за рахунок руху вільних електронів. Кількість переданої теплоти за рахунок пружних коливань атомів незначна порівняно з перенесенням теплоти вільними електронами. Залежно від впливу того чи іншого фактора тверді тіла мають різну теплопровідність. Найбільш теплопровідними тілами є метали (срібло, мідь, алюміній). Головну роль у перенесенні теплоти в металах відіграють вільні електрони. Швидкість електронів у металах – приблизно 110 км/с. Тому чим кращою є електропровідність металу, тим краще він проводить тепло.

У неметалах кількість вільних електронів мала, тому теплопровідність їх обумовлюється майже виключно коливаннями атомів у кристалічних решітках. Тіла з малою теплопровідністю називають теплоізоляторами. Як правило, це щільні тіла, виготовлені з високомолекулярних органічних сполук (пінопласт, мінеральна вата). Особливістю щільних тіл є залежність їх теплопровідності від вологості. Наприклад, теплопровідність вологої цегли втричі більша, ніж сухої.

Конвекція – відбувається лише в рідинах і газах та є перенесенням теплоти у результаті переміщення й перемішування макроскопічних об'ємів рідини чи газу. Конвекція завжди супроводжується теплопровідністю.

Якщо перемішування частинок рідини або газу зумовлюється різницею їх густин, то таке перемішування називають **вільною конвекцією**. При вільній конвекції нагріті об'єми теплоносія підіймаються вгору, охолоджені опускаються вниз. Наприклад, біля нагрітої поверхні опалювального приладу повітря нагрівається, розширяється, його густина стає меншою і воно підіймається вгору. На його місце надходить прохолодне повітря з приміщення, й процес повторюється.

Якщо рідина чи газ переміщується за допомогою вентилятора або насоса, то таке переміщення називають **вимушеною конвекцією**. У цьому випадку теплообмін відбувається значно інтенсивніше, ніж при вільній конвекції.

Теплове випромінювання – це процес перенесення теплоти від одного тіла до іншого електромагнітними хвилями, що виникають у результаті складних процесів усередині атомів та молекул. Головним джерелом теплового випромінювання є тепла енергія. Електромагнітні хвилі розповсюджуються від поверхні тіла в усі сторони. Якщо на їх шляху зустрічається інше тіло, то променева енергія може ним частково поглинатися і знову перетворюватися в теплоту. Крім того, частина електромагнітних хвиль може відбиватися від тіла, а частина проходити крізь нього.

6.2. Температурне поле, ізотермічна поверхня, тепловий потік

Температурний стан тіла можна характеризувати за допомогою **температурного поля** як сукупності миттєвих значень температур у всіх точках простору. Тоді температура різних точок тіла визначається координатами x, y, z і часом τ . Тому в загальному випадкові

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (6.1)$$

Температурне поле, яке змінюється з часом, називається **нестационарним**. При цьому тепловий режим та тепловий потік також будуть нестационарними. У природі всі температурні поля є

нестационарними. Наприклад, обертання Землі навколо Сонця спричиняє нагрівання землі, води, будівель.

Якщо температура у будь-якій точці тіла з часом не змінюється, то таке поле називають **стаціонарним**. У цьому випадкові температурне поле характеризується залежністю

$$t = f(x, y, z). \quad (6.2)$$

Тепловий режим і тепловий потік у такому випадкові також будуть стаціонарними.

Прикладом найпростішого температурного поля є **одновимірне температурне поле**, яке характеризується зміною температури в одному напрямку. Таке температурне поле можна виразити рівнянням

$$t = f(x). \quad (6.3)$$

Прикладом одновимірного температурного поля може бути розподіл температур у стінах будівель, товщина яких невелика порівняно з їх розмірами. Найпростіші одновимірні стаціонарні температурні поля найчастіше застосовують у технічних розрахунках.

Стаціонарне двовимірне температурне поле $t = f(x, y)$.

Стаціонарне тривимірне температурне поле $t = f(x, y, z)$.

Ізотермічною поверхнею називають геометричне місце точок з однаковою температурою. Ці поверхні можуть бути площинами, можуть замикатися і виходити за межі тіла, але ніколи не перетинаються. За допомогою ізотермічних поверхонь зручно характеризувати температурні поля.

Якщо ізотермічні поверхні перетнути площиною, отримаємо ізотерми. Взаємне розташування ізотерм характеризує розподіл температури в тілі та інтенсивність зміни температур у різних напрямках. Чим частіше розташовані ізотерми, тим інтенсивніше змінюється температура.

Найбільш інтенсивною є зміна температури в напрямку, перпендикулярному до ізотермічних поверхонь. Перша похідна температури по перпендикуляру до ізотермічної поверхні називається **температурним градієнтом**, градус/м. У найпростішому випадкові для одновимірного температурного поля

$$\text{grad } t = \nabla t = \frac{\partial t}{\partial x} \approx \frac{\Delta t}{\Delta x}. \quad (6.4)$$

6.3. Закон Фур'є. Теплопровідність середовища

На основі дослідного вивчення процесу розповсюдження тепла у твердих тілах у 1822 р. Жаном Батистом Жозефом Фур'є (рис. 6.1) виведено основний закон теплопровідності. Він твердить, що кількість теплоти dQ , переданої теплопровідністю, пропорційна градієнту температури $\frac{\partial t}{\partial x}$, часу Δt



Рис. 6.1. Жан Батист Жозеф Фур'є

та площі перерізу dF перпендикулярно напрямку теплового потоку, тобто

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau. \quad (6.5)$$

Кількість теплоти, що переноситься за одиницю часу, називається **тепловим потоком** Q , Вт. Відношення Q до одиниці площі F , м^2 , називається **питомим тепловим потоком** q , $\text{Вт}/\text{м}^2$,

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (6.6)$$

Це є головним законом теплопровідності. Він установлює пряму пропорційність між питомим тепловим потоком і температурним градієнтом

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = -\lambda \text{grad } t. \quad (6.7)$$

Знак «мінус» указує на зниження температури у напрямку теплового потоку. У формулах (6.5) та (6.7) λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К). Він показує, яка кількість теплоти проходить унаслідок теплопровідності через 1 м^2 тіла за одиницю часу (1 с) при різниці температур в $1 \text{ }^\circ\text{C}$, що припадає на 1 м довжини нормалі до ізотермічної поверхні.

Коефіцієнт теплопровідності є важливою характеристикою речовини, котра показує здатність проводити теплову енергію. Чим більше значення λ , тим більшу кількість теплоти може передати тіло за одиницю часу при одиничному перепаді температур. Коефіцієнт теплопровідності є інтегральною величиною, котра залежить від впливу цілої низки факторів: матеріалу речовини, структури, вологості, наявності домішок, температури та ін.

Для газів коефіцієнт теплопровідності зростає з підвищенням температури $\lambda = 0,005 \div 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Для рідин він зменшується з підвищенням температури $\lambda = 0,08 \div 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ (за винятком води і гліцерину). Теплопровідність твердих тіл у більшості випадків збільшується із підвищенням температури. Для неметалів $\lambda = 0,02 \div 3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Для металів $\lambda = 2,3 \div 458 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ (чавун 63, мідь 384, срібло 458).

Більшість тіл у природі можна віднести до капілярно-щілястих, щілини яких можуть бути заповнені вологим повітрям, рідиною та льодом. Велика різниця в структурі матеріалів зумовлює великі відмінності їх теплофізичних характеристик. Через твердий скелет матеріалу, плівку рідкої води й лід тепло передається шляхом теплопровідності. У щілинах, заповнених вологим повітрям, крім теплопровідності, теплообмін здійснюється шляхом конвекції та випромінювання. При вологообміні

тепло може передаватися рідкою і газоподібною вологою, а також у результаті фазових перетворень. Частина тепла переноситься повітрям, що фільтрується крізь твердий каркас матеріалу.

Матеріали волокнистої структури у більшості випадків анізотропні (тобто мають різні властивості в різних напрямках). Наприклад, теплопровідність уздовж волокон у 2–3 рази більша, ніж уперек волокон.

Властивість теплопровідності суттєво залежить від розміру щілин. У відкритих щілинах можуть виникати конвективні потоки повітря, які збільшують теплопровідність матеріалу. Збільшення розміру щілин у таких матеріалах приводить до збільшення теплопровідності.

Теплопровідність матеріалу щілястого каркаса:

- неорганічний аморфний 0,7–3,5 Вт/(м·°С);
- неорганічний кристалічний 4,6–14 Вт/(м·°С);
- органічного походження 0,29–0,41 Вт/(м·°С);
- пластмаси 0,16–0,35 Вт/(м·°С).

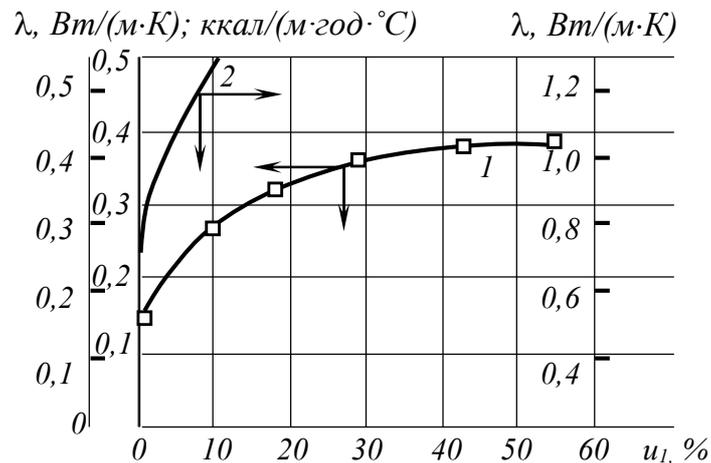


Рис. 6.2. Залежність теплопровідності матеріалу (λ) від його вологовмісту (u):
1 – газосилікат, 2 – червона цегла

Теплопровідність матеріалу дуже відрізняється від теплопровідності повітря (приблизно 0,023 Вт/(м·°С)). Волога, що заповнює щілини має

$\lambda = 0,58$, тобто у 25 разів більша, аніж повітря, наприклад для газосилікату та цегли (див. рис. 6.2). Збільшення коефіцієнта теплопровідності пов'язане із заміщенням повітря в щілинах на рідку вологу, що має більший коефіцієнт теплопровідності. За високої вологості матеріалу підвищення температури також приводить до збільшення теплопровідності.

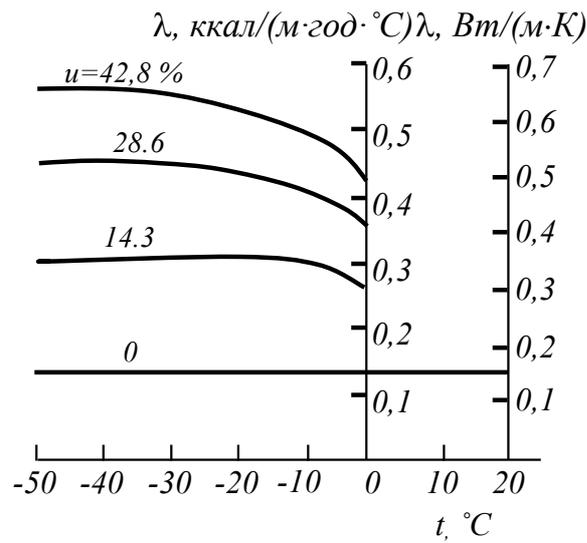


Рис.6.3. Теплопровідність вологого піносилікату при від'ємних температурах

При замерзанні вологи її теплопровідність збільшується вчетверо, $\lambda = 2,3$, причому одразу замерзає не вся волога, а лише вільна (не пов'язана зі скелетом матеріалу) у великих щілинах і капілярах. У капілярно-щілястих тілах (пісок, кераміка) така волога замерзає при температурі $-1 \div -3^\circ\text{C}$. При зниженні температури кількість льоду поступово збільшується за рахунок замерзання пов'язаної вологи, і теплопровідність зростає. У колоїдних тілах (глина) волога перебує у пов'язаному стані й замерзає лише частково (при $t = -20^\circ\text{C}$ менше від половини). В умовах невисокої вологості та великих щілин при замерзанні може утворюватися пухкий іней. При цьому теплопровідність матеріалу зменшується, а не збільшується (див. рис. 6.3).

Розділ 7. Теорія теплопровідності

7.1. Стаціонарна теплопровідність плоскої стінки.

7.2. Теплопровідність багат шарової стінки

7.3. Стаціонарна теплопровідність через циліндричну стінку.

7.4. Диференціальне рівняння теплопровідності.

7.1. Стаціонарна теплопровідність плоскої стінки

Процеси теплообміну між рідинами, газами і парою в апаратах проходять найчастіше через роздільні плоскі циліндричні та сферичні стінки.

Розглянемо одношарову плоску стінку заданої товщини δ , рисунок 7.1. Коефіцієнт її теплопровідності постійний і дорівнює λ . Задані температури на границях стінки t_1 та t_2 , причому $t_1 > t_2$. Теплота розповсюджується лише вздовж осі x . За цих умов температурне поле в стінці буде одновимірним, а ізотермічні поверхні будуть площинами, паралельними поверхням стінки.

Для шару товщиною dx на основі закону Фур'є можна визначити питомий тепловий потік

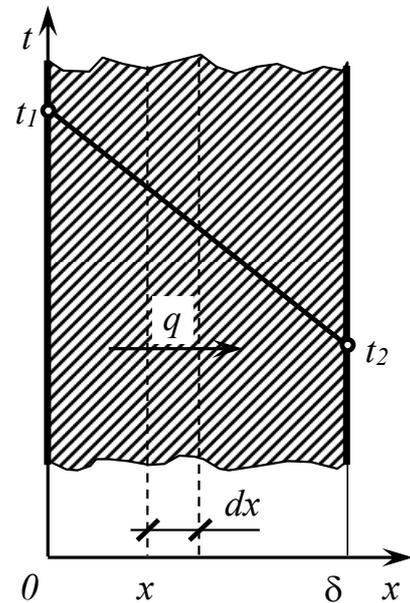


Рис. 7.1. Розподіл температур в одношаровій плоскій стінці

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (7.1)$$

Розділивши змінні, отримаємо $dt = -\frac{q}{\lambda} dx$. Інтегрування цього рівняння дає

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C, \quad (7.2)$$

де C – константа, що залежить від умов на границях стінки. Якщо $x = 0$ то $t = t_1$ і $C = t_1$. Якщо $x = \delta$, то $t = t_2$ і рівняння набуває вигляду

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda}\delta + t_1, \quad (7.3)$$

звідки питомий тепловий потік

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2), \quad (7.4)$$

або тепловий потік

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}F(t_1 - t_2). \quad (7.5)$$

Потужність теплового потоку, переданого шляхом теплопровідності через плоску стінку, пропорційна коефіцієнту теплопровідності матеріалу стінки, різниці температур поверхонь і площі стінки та обернено пропорційна товщині стінки. Якщо коефіцієнт теплопровідності постійний, то в стаціонарних умовах температура у стінці змінюється за лінійним законом.

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$ називають тепловою провідністю, а співвідношення $\frac{\delta}{\lambda} = R$ – опором теплопередачі стінки, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$. Тепловий потік через стінку площею F визначають за формулою, Вт,

$$Q = \frac{F}{R}(t_1 - t_2). \quad (7.6)$$

7.2. Теплопровідність багатошарової стінки

Більшість огорожувальних конструкцій будівель, теплоізоляційних конструкцій

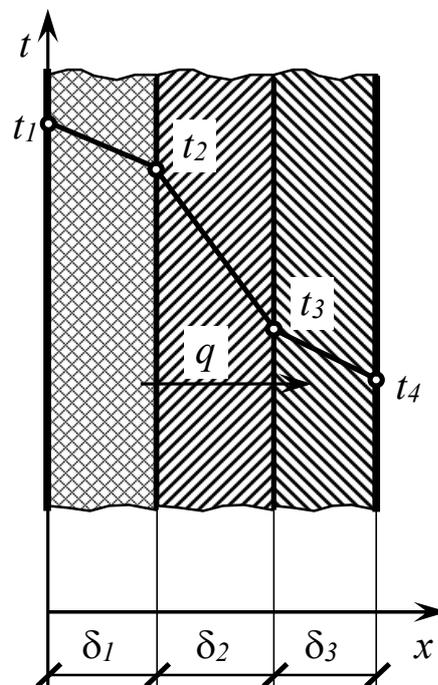


Рис. 7.2. Розподіл температур у багатошаровій плоскій стінці

складається з декількох шарів. Часто на стінках теплообмінних апаратів відкладаються різноманітні забруднення. Наприклад, на поверхні водонагрівача, що дотикається до гарячої води, відкладається шар накипу. Тоді стінка складається з декількох шарів. Узагалі стінки багатьох теплообмінних апаратів складаються з декількох шарів різних матеріалів, що мають різну товщину та коефіцієнт теплопровідності.

Розглянемо теплопровідність багатошарової плоскої стінки в стаціонарному тепловому режимі (рис. 7.2). Кожний шар має задану товщину δ_i і коефіцієнт теплопровідності λ_i . Оскільки питомі теплові потоки, що проходять через кожний шар конструкції, однакові, можемо записати

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_1 - t_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_2 - t_3) = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_3 - t_4). \quad (7.7)$$

Звідси після додавання температур і винесення за дужки q одержимо

$$t_1 - t_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right), \quad (7.8)$$

звідки питомий тепловий потік

$$q = \frac{(t_1 - t_4)}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{(t_1 - t_4)}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{\Delta t}{\sum R_i}. \quad (7.9)$$

Температурне поле багатошарової стінки зображають ламаною лінією. Тепловий потік, що передається через багатошарову стінку, визначають за формулою

$$Q = \frac{F}{\sum_{i=1}^{i=n} R_i} (t_1 - t_{n+1}). \quad (7.10)$$

Проміжні значення температур у шарах конструкції знаходять з

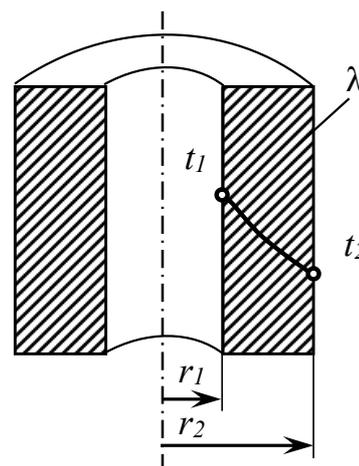


Рис. 7.3. Одношарова циліндрична стінка

наведених вище рівнянь:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q\delta_1}{F\lambda_1}, t_3 = t_2 - \frac{Q\delta_2}{F\lambda_2} \text{ і так далі.}$$

7.3. Стаціонарна теплопровідність через циліндричну стінку

Переважаюча кількість теплообмінних апаратів виконують із круглих труб. Тому визначення теплового потоку для цього випадку має велике практичне значення.

Розглянемо відрізок труби (рис. 7.3) довжиною l , внутрішня поверхня якої має температуру t_1 , а зовнішня t_2 . Температура змінюється лише в радіальному напрямку. Через внутрішню поверхню F_1 та зовнішню F_2 проходить один і той самий тепловий потік Q .

Однак величини поверхонь F_1 та F_2 різні. У цьому й полягає відмінність теплопровідності у циліндричній та плоскій стінках.

Ураховуючи, що в цьому випадку $grad t = \frac{dt}{dr}$, запишемо рівняння

$$Q = -\lambda F grad t$$

$$\text{у вигляді } dt = -\frac{Qdr}{2\pi r\lambda l}. \quad (7.11)$$

Із цього рівняння бачимо, що падіння температури dt в елементарному шарі товщиною dr тим менше, чим більший радіус цього шару r .

Інтегрування попереднього виразу в межах від t_1 до t_2 та від r_1 до r_2 при $\lambda = const$ дає

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (7.12)$$

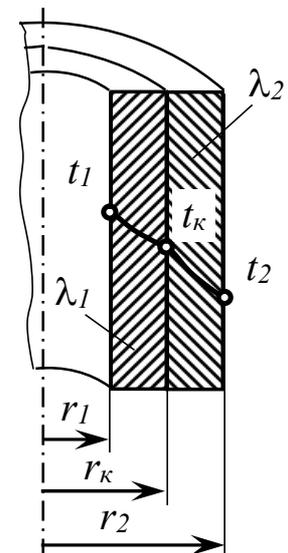


Рис. 7.4.
Двохшарова
циліндрична
стінка

Замінивши відношення радіусів відношенням діаметрів, отримаємо формулу для потужності теплового потоку через циліндричну стінку

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{2\pi l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (7.13)$$

Якщо труба складається з n неоднорідних шарів, що щільно прилягають один до одного (рис. 7.4), то тепловий потік визначають з рівняння

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_{n-1}}}. \quad (7.14)$$

7.4. Диференціальне рівняння теплопровідності

Для розв'язання задач, пов'язаних з визначенням температурного поля як функції координати та часу, необхідно мати диференціальне рівняння теплопровідності. У загальному вигляді для тривимірного простору за відсутності внутрішніх джерел і стоків теплоти диференціальне рівняння має вигляд

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\lambda}{c\rho} \nabla^2 t, \quad (7.15)$$

де c – теплоємність матеріалу, ρ – густина матеріалу, ∇^2 – оператор Лапласа. Ліва частина рівняння $\left(\frac{\partial t}{\partial \tau}\right)$ – це швидкість зміни температури, права $(\nabla^2 t)$ – швидкість зміни градієнта температури.

Якщо значення коефіцієнта теплопровідності, густини та теплоємності мало змінюються при зміні температури, то можна застосувати коефіцієнт температуропровідності матеріалу $a = \frac{\lambda}{c\rho}$.

Величина температуропровідності є мірою того, як швидко відбувається вирівнювання температурного поля. Тіло з більшою

температуропровідністю нагрівається або охолоджується скоріше. Коефіцієнт температуропровідності має розмірність метри квадратні за секунду.

Загалом диференціальне рівняння теплопровідності можна прочитати як: **швидкість зміни температури тіла за проміжок часу пропорційна його температуропровідності.**

У випадку одновимірної задачі $\left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) = 0$ і диференціальне рівняння теплопровідності набуває вигляду

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (7.16)$$

Диференціальні рівняння теплопровідності встановлюють зв'язок між часовою та просторовою зміною температури всередині тіла. Для того щоб знайти температурне поле всередині тіла в будь-який момент часу (тобто щоб розв'язати диференціальне рівняння), необхідно знати розподіл температур у початковий момент часу (початкова умова), геометричну форму тіла і закон взаємодії між навколишнім середовищем та поверхнею тіла (граничні умови).

У загальному вигляді аналітичним рішенням рівняння (7.16) є вираз

$$t_{(x,z)} = C + Dx + (A \cos(kx) + B \sin(kx)) e^{-ak^2z}, \quad (7.17)$$

де C , D , A , k , B – постійні коефіцієнти, що залежать від часових і граничних умов. Часові умови бувають двох видів: початкові та кінцеві. Кінцеві умови визначають розподіл температур у тілі після закінчення нескінченного проміжку часу (тобто в стаціонарному тепловому режимі).

Граничні умови визначають характер теплообміну на поверхні теплопередавального матеріалу. Відповідно кількість граничних умов дорівнює кількості поверхонь. Якщо біля всіх поверхонь однакові граничні умови, то вважають, що вони симетричні, якщо різні – несиметричні. Існує чотири види головних граничних умов:

- постійна температура на поверхні, або граничні умови 1-го роду (обмурівка доменної печі – рідкий метал);
- постійний тепловий потік на поверхні, чи гранична умов 2-го роду (наприклад, інфрачервоне опромінення поверхні);
- постійний коефіцієнт теплообміну, або гранична умова 3-го роду (метал-повітря);
- умова ідеального контакту між сусідніми поверхнями, чи гранична умова 4-го роду (між шарами багат шарової стінки).

У деяких випадках усередині твердого тіла може виділятися або поглинатися тепла енергія (фільтрація повітря, випаровування вологи, адсорбція та десорбція тощо). Виділення теплової енергії вважається позитивним джерелом теплоти, поглинання теплової енергії вважається негативним джерелом теплоти. Якщо відома питома тепла потужність джерела теплоти W , Вт/м³, то диференціальне рівняння теплопровідності має вигляд

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{W}{c\rho}. \quad (7.18)$$

Задачі до розділу 7.

Задача 7а. Визначити тепловий потік, що передається через двошарову плоску стінку площею 2 м². Температура на внутрішній поверхні стінки 16 °С, на зовнішній -10 °С. Характеристика шарів: $\lambda_1 = 0,1$ Вт/(м·К), $\delta_1 = 0,12$ м; $0,04$ Вт/(м·К), $\delta_2 = 0,05$ м. Знайти внутрішні температури та в масштабі побудувати температурне поле всередині конструкції.

Розв'язання

1. Визначаємо термічні опори окремих шарів, м²·°С/Вт,

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,12}{0,1} = 1,2;$$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,05}{0,04} = 1,25.$$

2. Знаходимо загальний термічний опір конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$,

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 = 1,2 + 1,25 = 2,45.$$

3. Визначаємо секундну кількість теплоти (тепловий потік), Вт,

$$Q = \frac{F}{R_{\Sigma}}(t_B - t_3) = \frac{2}{2,45}(16 - (-10)) = 21,2.$$

4. Обчислюємо температуру всередині 1-го шару, °C ,

$$t_1^* = t_B - \frac{Q \cdot R_1}{F \cdot 2} = 16 - \frac{21,2 \cdot 1,2}{2 \cdot 2} = 9,64.$$

5. Визначаємо температуру на границі 1-го та 2-го шарів, °C ,

$$t_2 = t_B - \frac{Q \cdot R_1}{F} = 16 - \frac{21,2 \cdot 1,2}{2} = 3,28.$$

6. Обчислюємо температуру всередині 2-го шару, °C ,

$$t_2^* = t_3 + \frac{Q \cdot R_2}{F \cdot 2} = -10 + \frac{21,2 \cdot 1,25}{2 \cdot 2} = -3,38.$$

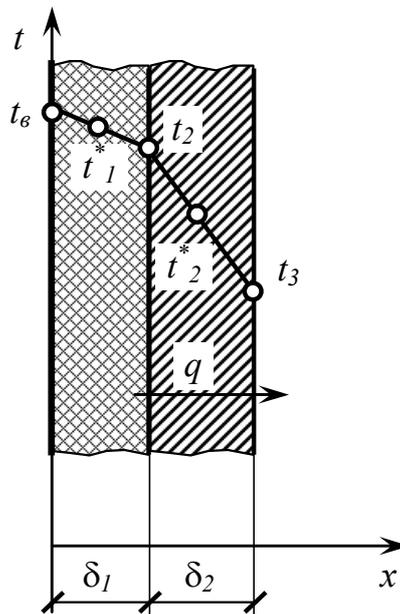


Рис. 7.5. Побудова температурного поля багат шарової плоскої стінки

7. Використовуючи отримані значення температур, робимо побудову (або на міліметровій, або в табличному редакторі Excel).

Задача 76. Визначити тепловий потік, що передається через двошарову циліндричну стінку з внутрішнім діаметром 0,2 м і довжиною 1 м. Температура на внутрішній поверхні стінки 16 °С, на зовнішній -10 °С. Характеристика шарів: $\lambda_1 = 0,1$ Вт/(м·К), $\delta_1 = 0,12$ м; $\lambda_2 = 0,04$ Вт/(м·К), $\delta_2 = 0,05$ м. Знайти температури всередині кожного шару та на внутрішній поверхні шарів.

Розв'язання

1. Визначаємо лінійні термічні опори окремих шарів, м·°С/Вт,

$$R_1 = \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{0,1} \ln \frac{0,2 + 2 \cdot 0,12}{0,2} = 7,88;$$

$$R_2 = \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{0,04} \ln \frac{0,44 + 2 \cdot 0,05}{0,44} = 5,12.$$

2. Знаходимо загальний лінійний термічний опір, м·°С/Вт,

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 = 7,88 + 5,12 = 13.$$

3. Визначаємо секунду кількість теплоти (тепловий потік), Вт,

$$Q = \frac{2\pi l}{R_{\Sigma}} (t_B - t_3) = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1}{13} (16 - (-10)) = 12,6.$$

4. Обчислюємо температуру усередині 1-го шару, °С,

$$t_1^* = t_B - \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{0,2 + 0,12}{0,2} = 16 - \frac{12,6 \cdot 0,47}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 1} = 6,57.$$

5. Визначаємо температуру на границі 1-го та 2-го шарів, °С,

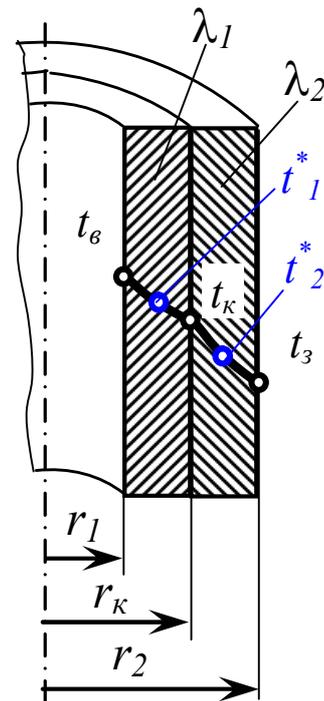


Рисунок 7.6– Побудова температурного поля багатошарової циліндричної стінки

$$t_K = t_B - \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1} = 16 - \frac{12,6 \cdot 0,788}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 1} = 0,19.$$

6. Обчислюємо температуру всередині 2-го шару, °С,

$$t_2^* = t_3 + \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_3}{d_2 + \delta_3} = -10 + \frac{12,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 1} \ln \frac{0,54}{0,44 + 0,05} = -10 + 4,87 = -5,13.$$

7. Використовуючи отримані значення температур, робимо побудову (або на міліметровій, або в табличному редакторі Excel).

Розділ 8. Теплообмін випромінюванням

- 8.1. Поняття про теплове випромінювання.
- 8.2. Теплообмін випромінюванням між поверхнями.
- 8.3. Властивості променевих теплових потоків.
- 8.4. Методи визначення коефіцієнта променевого теплообміну.

8.1. Поняття про теплове випромінювання

Усі поверхні є джерелами теплового випромінювання. Теплове випромінювання – це електромагнітні хвилі, що йдуть від нагрітих поверхонь і за своєю природою аналогічні видимому світлу й електромагнітним хвилям. Довжина хвиль цього випромінювання λ перебуває в межах від 0,7 до 100 мкм. Це досить широкий діапазон. Для порівняння, довжина хвиль видимого спектра перебуває в межах 0,4÷0,7 мкм.

Загалом інфрачервоне випромінювання тіл поліхроматичне (має різні довжини), але максимум інтенсивності випромінювання припадає лише на певну довжину хвилі. Цю довжину хвиль визначають за законом Віна, мм,

$$\lambda_{\max} = \frac{2.9}{T}. \quad (8.1)$$

Випромінювання, що потрапляє на поверхню, розподіляється на три частини: частина відбивається, частина поглинається і частина проходить крізь тіло, рисунок 8.1. Ці властивості залежать від виду матеріалу, стану поверхні, її температури, довжини хвилі та кута падіння випромінювання.

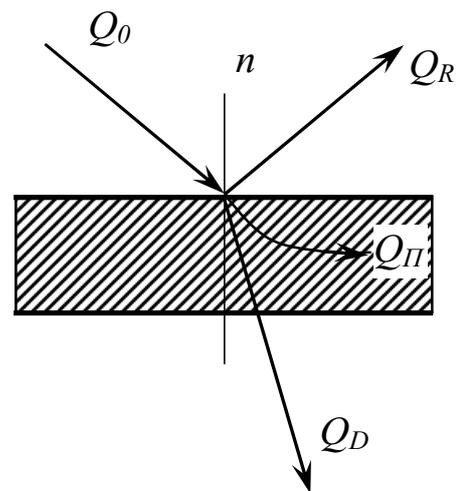


Рис. 8.1. Розподіл випромінювання

Згідно із законом Стефана – Больцмана інтегральна інтенсивність випромінювання, Вт/м²,

$$E_o = C_o \left(\frac{T_1}{100} \right)^4, \quad (8.2)$$

де C_o – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $C_o = 5,77$ [Вт/м²К⁴]; T_1 – абсолютна температура тіла, К.

8.2. Теплообмін випромінюванням між поверхнями

Кожна поверхня віддає теплоту шляхом випромінювання, а також поглинає її. Нагріті поверхні втрачають більше теплоти, аніж поглинають. Результируючий тепловий потік з поверхні 1 на поверхню 2 (рис. 8.2) визначають подвійним інтегруванням теплових потоків з елементарних поверхонь dF_1 та dF_2 . Його обчислюють за формулою

$$Q_{1-2} = C_o \varepsilon_{1-2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2, \quad (8.3)$$

де ε_{1-2} – приведений відносний коефіцієнт випромінювання при теплообміні між двома «сірими» поверхнями.

Величину в правій частині цієї формули називають коефіцієнтом опромінення

$$\phi_{1-2} = \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2. \quad (8.4)$$

Коефіцієнт опромінення вказує на частку теплового потоку, яка надходить з поверхні 1 на поверхню 2. Для точних розрахунків цей коефіцієнт розраховують шляхом цифрового інтегрування. При

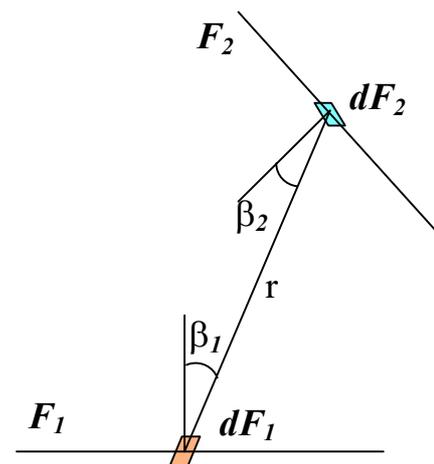


Рис.8.2. Довільне розміщення поверхонь

розрахунках «уручну» використовують властивості променевих теплових потоків та діаграми.

8.3. Властивості променевих теплових потоків

При обчисленні коефіцієнтів опромінення користуються трьома головними властивостями променевих теплових потоків.

1. Властивість **замкнутості** променевих теплових потоків.

Вона виражається формулою

$$\sum_{j=2}^n \varphi_{1-j} = 1, \quad (8.5)$$

де n – загальна кількість поверхонь, які оточують цю. Рівняння не виконується у випадку, якщо поверхня 1 увігнута, оскільки частина випромінювання потрапляє на саму цю поверхню. Прикладом таких поверхонь є більшість опалювальних приладів.

2. Властивість **взаємності** променевих теплових потоків виражається формулою

$$F_1 \varphi_{1-2} = F_2 \varphi_{2-1}. \quad (8.6)$$

Ця властивість дає змогу легко знайти невідомий коефіцієнт опромінення, наприклад:

$$\varphi_{2-1} = \varphi_{1-2} \frac{F_1}{F_2}. \quad (8.7)$$

3. Властивість **розподіленості** променевих теплових потоків.

Її суть у тому, що тепловий потік з поверхні 1 на поверхню 2 (рис. 8.3) можна замінити сумою теплових потоків між окремими частинами цих поверхонь

$$F_1 \varphi_{1-2} = \sum_m \sum_n F_m \varphi_{m-n} \quad (8.8)$$

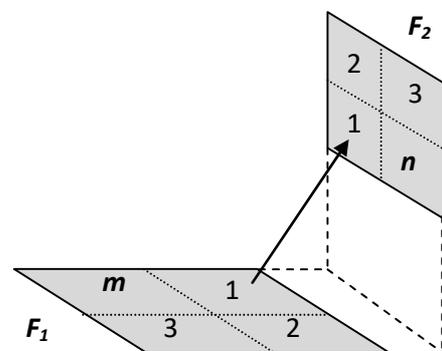


Рис. 8.3. Властивість розподіленості

Це дуже важлива залежність, яка дає змогу застосовувати декілька простих випадків теплообміну для знаходження коефіцієнта опромінення при довільному розташуванні поверхонь.

Для прискорення розрахунків можуть також застосовуватися діаграми, рисунок 8.4. Вони розроблені для двох стандартних розташувань поверхонь: паралельних та перпендикулярних площин.

З урахуванням коефіцієнта опромінення рівняння (7.3) набуває вигляду

$$Q_{1-2} = C_0 \varepsilon_{1-2} \phi_{1-2} F_1 \times \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (8.9)$$

8.3*. Коефіцієнт випромінювання поверхонь та методи його обчислення

Звичайно поверхні не є абсолютно чорними. Тому частина випромінювання відбивається. У такому разі вважають, що поверхні є «сірими».

Таблиця 8.1

Значення коефіцієнтів випромінювання для деяких поверхонь у приміщенні

Поверхня	ε
Бетон, рівна поверхня	0,62
Штукатурка світла	0,91
Штукатурка темна	0,94
Дерево непофарбоване	0,7–0,9
Фарби масляні	0,81
Скло віконне	0,94

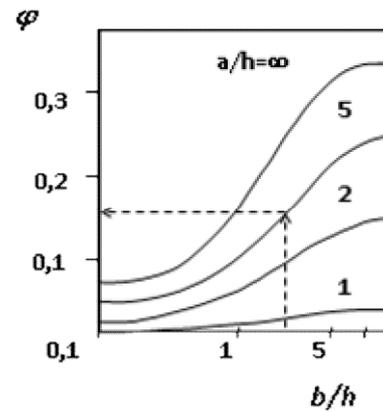


Рис. 8.4. Визначення коефіцієнта опромінення за діаграмою

Оскільки теплообмін відбувається між двома «сірими» поверхнями, часто доводиться обчислювати приведений коефіцієнт випромінювання. При його визначенні виділяють три випадки, рисунок 8.5.

1. Дві паралельні поверхні, відстань між якими мала порівняно з їх розмірами,

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}, \quad (8.10)$$

де ε_1 і ε_2 – відносні коефіцієнти випромінювання поверхонь.

2. Поверхня, з усіх боків оточена іншою поверхнею,

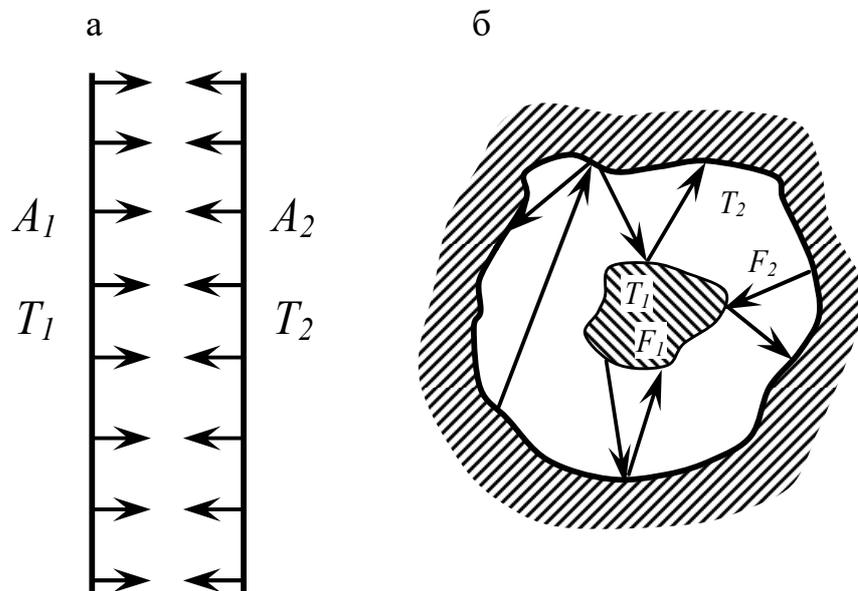


Рис. 8.5. Варіанти розташування теплообмінних поверхонь
а – дві паралельні поверхні; б – поверхня 1, з усіх боків оточена поверхнею 2

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + \frac{F_1}{F_2}(1/\varepsilon_2 - 1)}. \quad (8.11)$$

3. Якщо поверхні малі або велика відстань між ними,

$$\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2. \quad (8.12)$$

У випадку 3 ε_{1-2} має найменше значення, у випадку 2 – найбільше, у випадку 1 – середнє. При довільному розташуванні поверхонь точно знайти ε_{1-2} досить важко, але відомо, що в більшості приміщень реальні значення цієї величини перебувають у межах випадків 1 і 3. Для розрахунку теплообміну в приміщенні, як правило, застосовують третій випадок.

8.4. Методи визначення коефіцієнта променевого теплообміну

Наведені варіанти теплообміну використовують переважно у випадках порівняно інтенсивного інфрачервоного опромінення. Проте часто необхідно визначати радіаційний баланс у приміщеннях, де немає джерел інтенсивного інфрачервоного випромінювання. У цьому випадку звичайно застосовується спрощена методика визначення теплового потоку

$$Q_{1R} = F_1 \alpha_B^R (t_1 - t_R), \quad (8.13)$$

де $\alpha_B^R = C_O \varepsilon_{\text{ПР}} b_{1R}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну, t_R – середньорадіаційна температура поверхонь, що оточують цю. Коефіцієнт опромінення приймається рівним одиниці ($\phi_{1R} = 1$).

Для спрощення розрахунків на невеликому інтервалі температур використовують температурний коефіцієнт

$$b_{1-R} = \frac{\left(\frac{t_1 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_R + 273}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \approx 0,81 + 0,005(t_1 + t_R). \quad (8.14)$$

Наприклад, для більшості поверхонь у приміщенні $\alpha_B^R = 4,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Це значення звичайно застосовують в інженерних розрахунках.

Точне значення середньорадіаційної температури обчислюють за формулою

$$t_R = \sum_{i=2}^n \varphi_{1-i} t_i. \quad (8.15)$$

Оскільки процес визначення великої кількості коефіцієнтів опромінення досить складний, для інженерних розрахунків можна застосовувати спрощену залежність

$$t_R = \frac{\sum_{i=2}^n F_i t_i}{\sum_{i=2}^n F_i}. \quad (8.16)$$

Цю формулу звичайно використовують для приміщень, де немає значних променевих тепловиділень. Якщо здійснювати вимірювання в центрі такого приміщення, то формули (8.15) і (8.16) дадуть приблизно однаковий результат.

Задачі до розділу 8

Задача 8.1. Визначити кількість теплоти, що передається шляхом теплового випромінювання з поверхні 1 до поверхні 2. Поверхні розташовані паралельно. Розміри поверхонь: $a=2$ м, $b=3$ м, відстань $h=2$ м. Температури $t_1=60^\circ\text{C}$, $t_2=20^\circ\text{C}$, ступінь чорноти поверхонь $\varepsilon_1=0,8$ та $\varepsilon_2=0,85$.

Розв'язання

1. Визначаємо співвідношення розмірів поверхонь

$$\frac{a}{h} = \frac{2}{2} = 1; \quad \frac{b}{h} = \frac{3}{2} = 1,5.$$

2. Застосовуємо діаграму для визначення коефіцієнта опромінення паралельних поверхонь (додаток Г)

$$\varphi_{1-2} = 0,25.$$

3. Визначаємо приведений коефіцієнт випромінювання (поглинання)

$$\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 = 0,8 \cdot 0,85 = 0,68.$$

4. Знаходимо кількість теплоти, що передається з поверхні 1 до поверхні 2, Вт,

$$\begin{aligned} Q_{1-2} &= C_o \varepsilon_{1-2} F_1 \phi_{1-2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 5,77 \cdot 0,68 \cdot (2 \cdot 3) \cdot 0,25 \left[\left(\frac{273 + 60}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 20}{100} \right)^4 \right] = 290. \end{aligned}$$

Розділ 9. Конвективний теплообмін

План

9.1. Загальні поняття.

9.2. Теорія подібності в конвективному теплообміні.

9.3. Класифікація видів конвективного теплообміну.

9.1. Загальні поняття

Конвективним називається теплообмін між поверхнею і теплоносієм (рідиною або газом), що омиває цю поверхню. Для з'ясування фізичної суті процесу теплообміну скористаємося експериментальними дослідженнями. Зокрема, розглянемо теплообмін між потоком теплоносія і плоскою поверхнею пластини, рисунок 9.1.

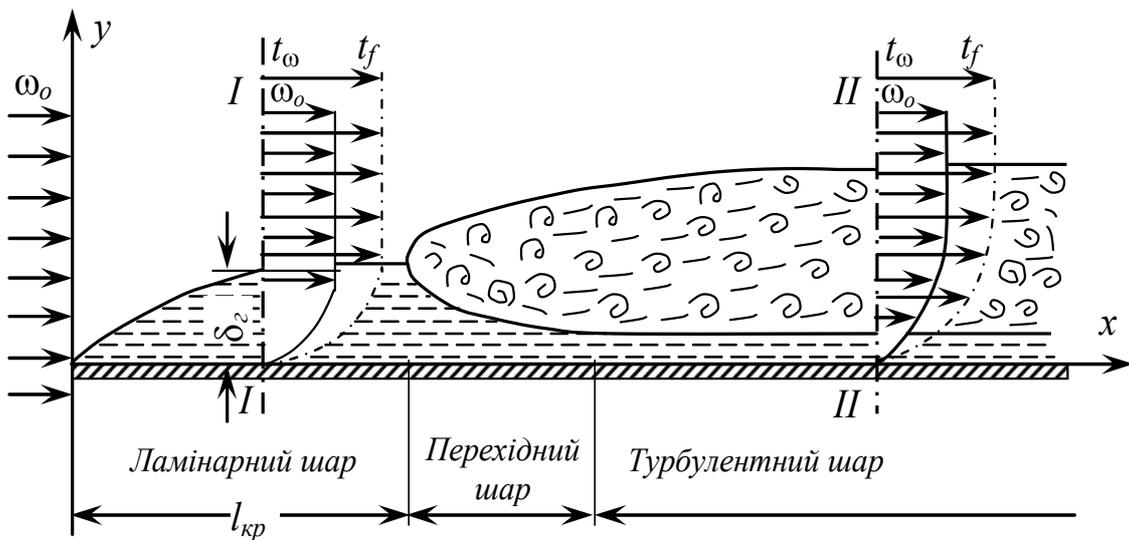


Рис. 9.1. Виникнення примежового шару при обтіканні тонкої пластини

Будемо вважати температуру поверхні постійною як по довжині, так і в часі. Температура в набігаючому потоці також постійна. Безпосередньо біля поверхні рідини швидкість потоку дорівнює нулю. На значному віддаленні від поверхні швидкість незбуреного теплоносія ω_o . Зміна швидкості від 0 до ω_o відбувається в тонкому шарі товщиною δ , який називають примежовим.

На початку пластини товщина примежового шару дуже мала, перемішування рідини в ньому немає. Такий рух рідини називають ламінарним. Передавання теплоти в ламінарному шарі рідини відбувається шляхом теплопровідності. Такий рух рідини спостерігається або на невеликих швидкостях, або до досягнення відстані l_{KP} .

Наступний режим руху рідини називають перехідним. При збільшенні довжини пластини ачи швидкості потоку товщина ламінарного шару настільки збільшується, що він стає нестійким. Тобто в ньому починають утворюватися збурення. При цьому загальна товщина примежового шару продовжує збільшуватися, а товщина ламінарного прошарку – зменшуватися. За рахунок перемішування рідини відбувається поступова інтенсифікація теплообміну.

При подальшому рухові рідини вздовж пластини товщина примежового шару залишається незмінною. Спостерігається інтенсивне поперечне перемішування рідини і відбувається вирівнювання швидкостей усередині турбулізованого шару рідини. Характерним є те, що ламінарний прошарок рідини біля поверхні пластини, хоч і стає тоншим, але залишається. Отже, можна говорити про два шляхи передавання теплоти: шляхом теплопровідності в ламінарному прошарку та шляхом перемішування в турбулентному пограничному шарі. Збільшення швидкості потоку приводить до зменшення ламінарного прошарку та до інтенсифікації процесів теплообміну.

Процес тепловіддачі виражається рівнянням Ньютона: кількість теплоти, що передається від теплообмінної поверхні до навколишнього середовища (або навпаки), прямо пропорційна площі поверхні теплообміну, різниці температур поверхні та середовища і часу, протягом якого діє теплообмін, Дж,

$$Q = \alpha F (t_p - t_{\Pi}) \tau, \quad (9.1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, чи теплообміну, Вт/(м²°С).

Фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі полягає в тому, що він показує, яка кількість тепла передається 1 м² поверхні за 1 сек. при різниці температур в 1°С. Для різних способів підведення тепла і для різних теплоносіїв α може змінюватися в дуже широких межах 0÷10000 Вт/(м²°С). Головними факторами впливу є: фізичні властивості рідини, що омиває поверхню (густина, в'язкість, теплоємність, теплопровідність), форми, розмірів та розташування у просторі поверхні, природи виникнення руху середовища, швидкості руху.

Як правило, коефіцієнт тепловіддачі визначають експериментальним шляхом на невеликих лабораторних моделях, оскільки визначати його на реальних теплообмінних апаратах набагато складніше. Відмінність у розмірах та умовах теплообміну можна врахувати, лише користуючись теорією подібності.

9.2. Теорія подібності в конвективному теплообміні

У більшості випадків складність фізичних явищ не дає змоги отримати точне значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі аналітичним шляхом. Тому при вивченні процесів теплопередачі значного поширення дістав метод подібностей і розмірностей. В основі цього підходу лежить приведення математичного опису процесів до безрозмірного вигляду.

Теорія подібностей – це вчення про подібність фізичних явищ. Наприклад, у геометричному плані подібними є трикутники, які мають однакові кути, але різні сторони. Поняття подібності розповсюджується на будь-які фізичні явища. Фізичні явища подібні, якщо вони належать до одного класу, відбуваються у геометрично подібних системах і якщо подібні всі однорідні фізичні величини, що характеризують ці явища.

Безрозмірні комплекси, які кількісно характеризують подібність фізичних процесів, називають критеріями подібності. Найбільш широко розповсюджені критерії: Нуссельта, Рейнольдса, Грасгофа, Прандтля, Архімеда, Пекле, Фур'є та багатьох інших. Розглянемо ці критерії.

Критерій Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha^k l}{\lambda}$, характеризує кратність збільшення інтенсивності теплообміну в результаті конвекції порівняно з чистою теплопровідністю. У формулі: α^k – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м² °С); λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С); l – характерний розмір, наприклад для труби – це діаметр, м.

Критерій Рейнольдса, $Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$, відображає співвідношення між силами інерції та в'язкості, що діють на частинку рідини. У формулі: v – середня швидкість рідини (газу), м/с; ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Критерій Грасгофа, $Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2}$, відображає співвідношення між підйомною (архімедовою) силою і силою в'язкого тертя в газі. У формулі: β – коефіцієнт температурного розширення газу (чи рідини), для газу $\beta = \frac{1}{T}$; g – прискорення сили тяжіння, м/с²; l – характерний розмір поверхні в напрямку потоку теплоносія, м; $\Delta t = t - t_B$ – різниця температур поверхні та газу (рідини), °С; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища, м²/с.



Рис. 9.2. Ернст Крафт Вільгельм Нуссельт біля водоспаду поблизу м. Кессельбург у 1912 р.

Критерій Прандтля, $Pr = \nu/a$, характеризує співвідношення між товщинами теплового й гідродинамічного пограничних шарів. У формулі: $a = \frac{\lambda}{C_p \rho}$ - коефіцієнт температуропровідності середовища, м²/с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С); C_p – питома теплоємність в умовах постійного тиску, Дж/(кг °С); ρ – густина середовища, кг/м³. Від температури цей критерій залежить мало. Більше Pr залежить від складу газу: одноатомні $Pr = 0,67$; двоатомні $Pr = 0,72$; трьохатомні $Pr = 0,8$; чотирьохатомні і більше $Pr = 1,0$. Для повітря з температурою 20°С критерій $Pr = 0,709$.

З метою застосування критеріїв використовують теореми подібності.

Перша теорема: подібні явища мають однакові критерії подібності.

Друга теорема: залежність між фізичними величинами, що характеризують явища, можна подати у вигляді залежності між безрозмірними критеріями подібності, складеними із цих величин.

У результаті обробки експериментальних даних отримують критеріальні рівняння вигляду $Nu = f(Re, Gr, Pr)$. На основі цих критеріальних рівнянь можна визначити критерій Нуссельта і з нього – коефіцієнт конвективного теплообміну

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}. \quad (9.2)$$

9.3. Класифікація видів конвективного теплообміну

Усі види конвективного теплообміну можна класифікувати таким чином:

- а) вільна конвекція в обмеженому і необмеженому об'ємі; вимушена конвекція;
- б) ламінарний режим, перехідний та турбулентний режим;
- в) поздовжнє омивання пластин, труб; поперечне омивання труби й струни;

г) теплообмін в однофазному середовищі; при кипінні, при конденсації та в двокомпонентних середовищах;

д) тепловіддача: розріджених газів, металів, при витіканні газу з великими швидкостями, за наявності внутрішніх джерел теплоти.

Для кожного випадку розроблені свої критеріальні рівняння, які дають змогу визначити коефіцієнт конвективного теплообміну.

Розглянемо вільну конвекцію біля нагрітої вертикальної пластинки.

Біля нагрітої поверхні повітря нагрівається, розширяється і підіймається вгору. При цьому біля поверхні утворюється граничний шар, у якому відбуваються головні процеси тепло- і масоперенесення. Інтенсивність процесів вільної конвекції для будь-яких форм поверхонь та середовищ у загальному вигляді характеризується критерієм Грасгофа або добутком критеріїв Грасгофа й Прандтля ($Gr \cdot Pr$).

Розглянемо вільний рух газу біля нагрітої пластини в необмеженому просторі. Якщо $(Gr \cdot Pr) < 10^9$ – режим руху ламінарний. Критеріальне рівняння, яке описує процеси теплообміну при ламінарному режимі руху в довільному перерізі (x), має вигляд

$$Nu_x = 0,388(Gr_x Pr)^{0,25}. \quad (9.3)$$

Після підстановки виразів для критеріїв Нуссельта і Грасгофа можемо визначити локальний коефіцієнт конвективного теплообміну:

$$\alpha_x^K = 0,388 \frac{\lambda}{x} \left(\frac{\beta g x^3 \Delta t}{\nu^2} Pr \right)^{0,25}. \quad (9.4)$$

Для повітря з температурою 20°C цю формулу можна трохи спростити. Ураховуючи, що $\lambda = 0,0257$; $\beta = 1/(273+20)$; $g = 9,81$; $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$; $Pr = 0,709$, отримаємо

$$\alpha_x^K = 1,01 \left(\frac{\Delta t}{x} \right)^{0,25}. \quad (9.5)$$

Для обчислення середнього коефіцієнта конвективного теплообміну біля поверхні висотою l необхідно проінтегрувати α_x^K :

$$\alpha_K = \frac{1}{l} \int_0^l 1,01 \left(\frac{\Delta t}{x} \right)^{0,25} dx. \quad (9.6)$$

Після введення спрощувального припущення, що $\Delta t = \text{const}$, одержимо

$$\alpha_K = \frac{1,01 \Delta t^{0,25}}{l} \int_0^l \left(\frac{1}{x} \right)^{0,25} dx = 1,35 \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^{0,25}. \quad (9.7)$$

Перехід від ламінарного до турбулентного режиму при температурі повітря 20°C відбувається на відстані l_{KP} , якій відповідає значення добутку критеріїв Гросгофа та Прандтля – $Gr \cdot Pr = 10^9$. Підставивши це значення в критерій Гросгофа, отримаємо

$$l_{KP} = \sqrt[3]{\frac{(Gr \cdot Pr) v^2}{Pr \beta g \Delta t}} = 1,89 \Delta t^{-1/3}. \quad (9.8)$$

Підставивши значення l_{KP} у вираз (9.7), одержимо середнє значення

$$\alpha_K = 1,15 \Delta t^{0,33}. \quad (9.9)$$

Це значення α_K можна застосовувати в межах усієї області ламінарного режиму.

Аналогічним шляхом визначаємо коефіцієнт конвективного теплообміну біля вертикальної нагрітої поверхні для турбулентного режиму. Середнє значення добутку критеріїв, при якому спостерігається режим розвиненої турбулентності, становить $(Gr \cdot Pr) > 6 \cdot 10^{10}$. У цьому разі критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu_x = 0,135 (Gr_x Pr)^{0,33}. \quad (9.10)$$

Звідси при температурі 20°C коефіцієнт конвективного теплообміну обчислюємо за формулою $\alpha_x^K = 1,66\Delta t^{0,33}$. Оскільки α_x^K не залежить від параметра (x), то

$$\alpha_K = \alpha_x^K = 1,66\Delta t^{0,33}. \quad (9.11)$$

Область перехідного режиму невелика та дуже нестійка. Коефіцієнт конвективного теплообміну можна визначити за орієнтовною формулою

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\alpha_{\Lambda} + \alpha_K}{2}, \quad (9.12)$$

де α_{Λ} – коефіцієнт теплообміну для ламінарного режиму при граничних значеннях добутку критерів $(Gr \cdot Pr) = 10^9$.

Саме залежність (9.11) використовується в переважній більшості розрахунків, оскільки області ламінарного та перехідного режимів порівняно не великі.

Одержані нами формули характерні для плоских нагрітих поверхонь і використовуються переважно при розгляді теплообміну біля стін, вікон та інших поверхонь у приміщеннях.

Задачі до розділу 9

Конвективний теплообмін

Задача 9.1. Використовуючи відповідні критеріальні рівняння, визначити кількість теплоти, яка передається шляхом конвективного теплообміну від вертикальної стінки з розмірами $h=1$ м, $a=0,5$ м, $t_c = 30^{\circ}\text{C}$ до повітря з $t = 10^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання

1. Користуючись додатком Ж, обчислюємо головні характеристики повітря

при його середній температурі $t = \frac{30+10}{2} = 20^{\circ}\text{C}$:

динамічну в'язкість $\nu = 1,506 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; теплопровідність $\lambda = 0,0221 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}$; критерій Прандтля $\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = 0,709$.

2. Для визначення режиму руху повітря розраховуємо добуток критеріїв Гросгофа і Прандтля

$$\text{Gr} = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} = \frac{1/293 \cdot 9,81 \cdot 1^3 (30 - 10)}{1,506^2 \cdot 10^{-10}} = 2,95 \cdot 10^9;$$

$$(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) = 2,95 \cdot 0,709 \cdot 10^9 = 2,09 \cdot 10^9.$$

3. Визначаємо режим вільного руху повітря біля вертикальної поверхні: до значень $\text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^9$ – ламінарний режим, при значеннях $10^9 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 6 \cdot 10^{10}$ – перехідний режим і для $\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 6 \cdot 10^{10}$ – турбулентний. У нашому випадку будуть наявними лише два режими – ламінарний і перехідний.

4. Обчислюємо висоти, в межах яких діють ці режими, м:

$$\text{ламінарний } h_\lambda = \sqrt[3]{\frac{(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \nu^2}{\text{Pr} \cdot \beta g \Delta t}} = \sqrt[3]{\frac{10^9 \cdot 1,506^2 \cdot 10^{-10}}{0,709 \cdot 1/293 \cdot 9,81 \cdot 20}} = 0,70 ;$$

$$\text{турбулентний } h_T = \sqrt[3]{\frac{(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \nu^2}{\text{Pr} \cdot \beta g \Delta t}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^{10} \cdot 1,506^2 \cdot 10^{-10}}{0,709 \cdot 1/293 \cdot 9,81 \cdot 20}} = 3,06 .$$

Отже, від $h=0$ до висоти 0,7 м спостерігається ламінарний режим. Починаючи з висоти 0,7 і до 3,06 м – перехідний режим, далі – турбулентний.

5. Для визначення локального критерію Нуссельта в кожному режимі застосовуємо своє критеріальне рівняння:

$$\text{– ламінарний } \text{Nu}_\lambda = 0,388(1 \cdot 10^9)^{0,25} = 69,0 ;$$

$$\text{– турбулентний } \text{Nu}_T = 0,135(6 \cdot 10^{10})^{0,33} = 528,5.$$

6. Для кожного режиму визначаємо коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м²·°C):

– ламінарний $\alpha_{\Lambda} = \frac{Nu_{\Lambda} \cdot \lambda}{h_{\Lambda}} = \frac{69,0 \cdot 0,0221}{0,7} = 2,18$, а його середнє значення

$$\bar{\alpha}_{\Lambda} = \frac{4}{3} \alpha_{\Lambda} = \frac{4}{3} \cdot 2,18 = 2,90;$$

– турбулентний $\alpha_T = \frac{Nu_T \cdot \lambda}{h_T} = \frac{528,5 \cdot 0,0221}{3,06} = 3,82$ (він дорівнює

середньому значенню);

– перехідний $\alpha_{\Pi} = \frac{\alpha_{\Lambda} + \alpha_T}{2} = \frac{2,18 + 3,82}{2} = 3,00$.

7. Розраховуємо значення конвективного теплового потоку, Вт,

$$Q = (\alpha_{\Lambda} \cdot F_{\Lambda} + \alpha_{\Pi} \cdot F_{\Pi} + \alpha_T \cdot F_T)(t_{\Pi} - t_P).$$

Оскільки в нашому випадку турбулентний режим відсутній, остаточне рівняння має вигляд, Вт,

$$Q = a(\alpha_{\Lambda} \cdot h_{\Lambda} + \alpha_{\Pi} \cdot h_{\Pi})(t_{\Pi} - t_P) = 0,5(2,90 \cdot 0,7 + 3,00 \cdot (1 - 0,7)) \cdot (30 - 10) = 29,3.$$

Розділ 10. Теплообмінні апарати

10.1. Теплопередавання.

10.2. Класифікація теплообмінних апаратів.

10.3. Конструктивний і перевірний розрахунки теплообмінника.

10.1. Теплопередавання

У теплообмінних апаратах відбувається передача теплової енергії від середовища з вищою температурою до середовища з нижчою температурою. Як правило, ці середовища розділені одно- або багатошаровою стінкою. У середині стінки процес передачі теплоти відбувається шляхом теплопровідності. Біля поверхонь стінки теплообмін відбувається шляхом конвекції та інфрачервоного випромінювання. З практичної точки зору важливо вміти визначати кількість теплоти, що передається від одного середовища до іншого.

Розглянемо плоску стінку з поверхнею F , товщиною δ із матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності λ . Стінка зліва омивається потоком нагрітої рідини з температурою t_{p1} , а з правого боку – холодною рідиною з температурою t_{p2} . У стаціонарному режимі на поверхні стінки встановлюються постійні температури t_{c1} та t_{c2} , рисунок 10.1.

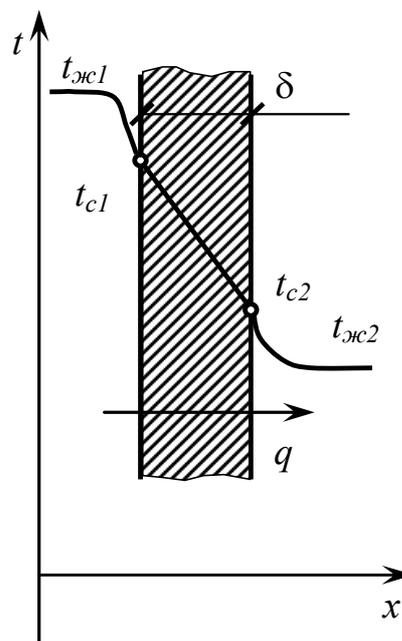


Рис.10.1. Теплопередавання через плоску стінку

Кількість теплоти, що передається від нагрітого середовища, дорівнює кількості теплоти, яка передається через стінку і дорівнює кількості

теплоти, що надходить до охолодженого середовища. Математично це можна записати у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} Q = \alpha_1 F (t_{p1} - t_{c1}) \\ Q = \frac{\lambda}{\delta} F (t_{c1} - t_{c2}) \\ Q = \alpha_2 F (t_{c2} - t_{p2}) \end{cases} \quad (10.1)$$

Виразивши із цих рівнянь різниці температур і додавши їх, одержимо рівняння

$$Q = \frac{F (t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (10.2)$$

Величину $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ називають коефіцієнтом теплопередачі, а

обернену величину – опір теплопередачі $R = \frac{1}{K}$. При розрахунку багат шарових стінок необхідно враховувати термічний опір усіх шарів стінки, тому

$$Q = \frac{F (t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (10.3)$$

Отже, з урахуванням зроблених позначень тепловий потік, що проходить крізь стінку теплообмінного апарата, Вт,

$$Q = KF (t_{p1} - t_{p2}) \quad (10.4)$$

Головною рушійною силою процесу теплообміну є різниця температур теплообмінних середовищ. У теплообмінних апаратах різниця температур не постійна, вона змінюється по ходу теплоносіїв. Нагрівальний теплоносій поступово охолоджується, а нагрівний –

нагрівається. Для врахування цих особливостей теплообміну застосовують середньоарифметичну або середньологарифмічну різницю температур.

Середньоарифметична різниця температур використовується при невеликій інтенсивності теплообмінних процесів і малих змінах температур теплообмінних середовищ

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_{BX} + \Delta t_{BUX}}{2}, \quad (10.5)$$

де Δt_{BX} , Δt_{BUX} – різниця теплоносіїв на вході та на виході з теплообмінника, °С.

При інтенсивному теплообміні й великих різницях температур застосовують середньологарифмічну різницю температур

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_{MAX} - \Delta t_{MIN}}{\ln \frac{\Delta t_{MAX}}{\Delta t_{MIN}}}, \quad (10.6)$$

де Δt_{MAX} , Δt_{MIN} – максимальна і мінімальна різниці теплоносіїв на вході та на виході з теплообмінника, °С.

Теплопередавання при змінних температурах залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв відносно один одного. За цим критерієм виділяють прямотруминні (б), протиструминні (а) та перехресні (в) теплообмінники (рис.10.2).

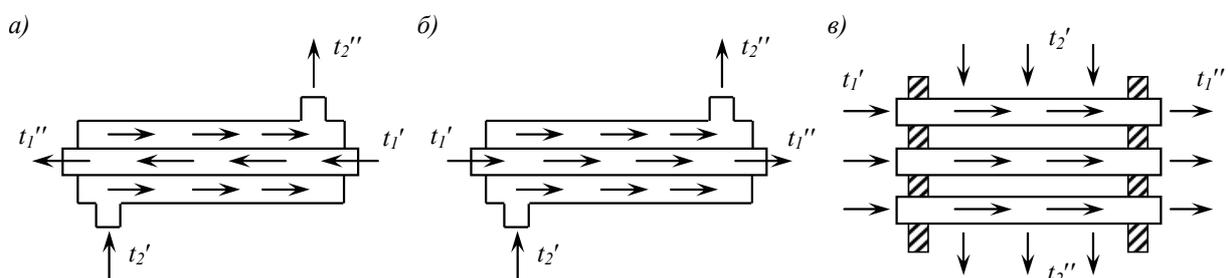


Рис.10.2. Напрямки руху теплоносіїв у теплообмінниках

Найбільш ефективно використовується площа поверхні теплообміну в протиструминних теплообмінниках. Крім того, вони дають змогу нагрівати

холодний теплоносій до вищої температури та охолодити гарячий теплоносій до нижчої температури.

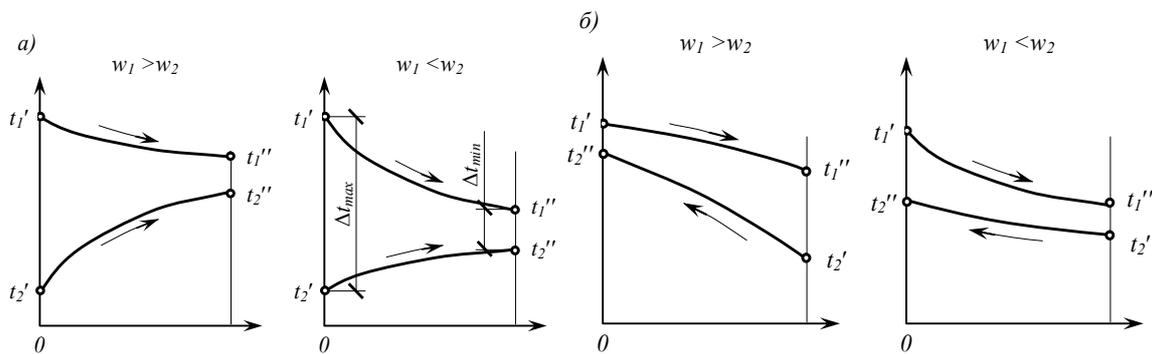


Рис. 10.3. Зміна температур теплоносіїв:
а – прямоструміль; б – протиструміль

Прямоструміль застосовують у тих випадках, коли перегрівання чи переохолодження теплоносіїв у край не бажане та при високих температурах теплопередавальній поверхні.

Прохресний струміль застосовується при великій різниці температур теплоносіїв, у випадку обмеження простору для розташування теплообмінних поверхонь. Для розрахунку цього випадку використовується середньоарифметична різниця температур.

10.2. Класифікація теплообмінних апаратів

Теплообмінними апаратами, або теплообмінниками, називають пристрої для передавання теплоти від одного теплоносія до іншого. Вони широко застосовуються в промисловості та в побуті. Ці апарати мають різноманітне конструктивне оформлення, яке залежить від характеру процесів, що в них відбуваються.

Відповідно до призначення теплообмінні апарати називають:

підігрівачами чи охолоджувачами (холодильниками), якщо процес теплообміну не супроводжується фазовими перетвореннями в теплообмінних середовищах;

випарювачами або конденсаторами, якщо процес теплообміну супроводжується фазовими перетвореннями в теплообмінних середовищах;

плавителями, якщо головна частина теплоти витрачається на фазові перетворення.

За способом передачі теплоти апарати поділяють на поверхневі та контактні. У поверхневих теплообмінні середовища розділені непроникною перегородкою. У контактних – теплообмінні середовища можуть змішуватися. До контактних теплообмінників вносять: насадкові, розпилювальні, барботажні й ін.

За конструктивними особливостями поверхневі апарати поділяють на рекуперативні та регенеративні. У рекуперативних апаратах процес відбору теплоти від нагрівального середовища і процес віддічі теплоти до нагрівного середовища відбуваються одночасно. Поверхневі теплообмінники бувають з трубчастою поверхнею теплообміну (кожухотрубні) та плоскою поверхнею (пластинчасті). Рекуператори можуть застосовуватися як в постійному так і в періодичному режимі.

У регенеративних теплообмінниках нагрівальний і нагрівний теплоносії підводяться до теплообмінної поверхні за чергою. Таким чином, теплообмінна поверхня відіграє роль теплового акумулятора енергії. Регенеративні апарати бувають з нерухомою та рухомою насадкою. Регенератори є апаратами періодичної дії.

10.3. Конструктивний і перевірний розрахунки теплообмінника

Існує два види розрахунків теплообмінних апаратів: конструктивний та перевірний. Конструктивний (проектний) розрахунок виконують для визначення конструктивних характеристик теплообмінного апарата. Перевірний розрахунок виконують для визначення кількості теплоти та температур теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата.

В основі будь-якого розрахунку теплообмінників лежить система рівнянь теплового балансу, Вт,

$$\begin{cases} Q = c_1 G_1 (\tau_1 - \tau_2); \\ Q = KF \Delta t; \\ Q = c_2 G_2 (t_2 - t_1). \end{cases} \quad (10.7)$$

Методика конструктивного розрахунку кожухотрубного рекуператора

1. Знаючи кількість тепла Q і температури теплоносіїв на вході (τ_1, t_1) та виході (τ_2, t_2) з теплообмінного апарата, з формули (10.7) визначаємо витрати теплоносіїв G_1 та G_2 , кг/с,

$$\begin{cases} G_1 = \frac{Q}{c_1 (\tau_1 - \tau_2)}; \\ G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2 - t_1)}. \end{cases} \quad (10.8)$$

2. Задаємо швидкість руху теплоносіїв на рівні $W = 1 \div 1,5$ м/с і визначаємо необхідну площу живого перерізу трубного та міжтрубного простору

$$\begin{cases} f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1}; \\ f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2}. \end{cases} \quad (10.9)$$

За визначеними площами задаємо конструктивні характеристики теплообмінного апарата (наприклад, розмір та кількість трубок) і уточнюємо швидкість руху кожного теплоносія біля теплообмінної поверхні, м/с,

$$\begin{cases} W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1}; \\ W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2}. \end{cases} \quad (10.9^*)$$

3. Визначаємо коефіцієнти теплообміну з боку кожного теплоносія. Наприклад, з критеріального рівняння при поздовжньому турбулентному омиванні трубок водою, Вт/(м²С),

$$\alpha = (1630 + 21 \cdot t_{CP} - 0.041 \cdot t_{CP}^2) \frac{W^{0.8}}{d_{TP}^{0.2}}, \quad (10.10)$$

де $t_{CP} = \frac{t_1 + t_2}{2}$ – середня температура відповідного теплоносія.

4. Обчислюємо коефіцієнт теплопередачі. Для цього необхідно врахувати не лише коефіцієнти теплообміну біля поверхонь, але й опір теплопередавання теплообмінної поверхні, Вт/(м²С),

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10.11)$$

Зазвичай цей опір складається з опорів матеріалу стінки, шару забруднень та шару накипу. Наприклад, для водо-водяного теплообмінника гарячого водопостачання загальний опір теплопередачі трубок, (м²С)/Вт,

$$R_{TP} = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,000013.$$

5. Задавши схему підведення і відведення теплоносів, визначаємо розрахункову різницю температур, °С,

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_{MAX} - \Delta t_{MIN}}{\ln \frac{\Delta t_{MAX}}{\Delta t_{MIN}}}. \quad (10.12)$$

6. Обчислюємо необхідну площу поверхні нагріву теплообмінника

$$F = \frac{Q}{\mu K \Delta t_{CP}}, \quad (10.13)$$

де μ – коефіцієнт ефективного використання площі поверхні теплообміну. Для кожухотрубних теплообмінників $\mu = 0,8 - 0,85$.

7. Розраховуємо необхідну кількість секцій

$$n = \frac{F}{F_1}, \quad (10.14)$$

де F_1 – площа теплообмінної поверхні однієї секції прийнятого теплообмінника, м^2 .

Задачі до розділу 10

Розрахунок теплообмінних апаратів

Задача 10.1. Визначити необхідну площу поверхні, розмір та кількість секцій водо-водяних теплообмінників. Кількість переданого тепла $Q=500000$ Вт. Рух теплоносіїв за схемою протитечії. Температури на вході: $\tau_1=120$ °С, $t_1=5$ °С. Температури на виході: $\tau_2=60$ °С, $t_2=70$ °С. Діаметр трубок $d_{\text{тр}}=14$ мм, опір теплопередачі трубок $R_{\text{тр}}=0,00001$ $\text{м}^2 \cdot \text{°С}/\text{Вт}$, $\mu = 0,85$. Застосувати теплообмінники типу ОСТ 34-588-68.

Розв'язання

1. Знаючи кількість тепла Q і температури теплоносіїв на вході (τ_1, t_1) та виході (τ_2, t_2) з теплообмінного апарата, визначаємо витрати теплоносіїв G_1 і G_2 , кг/с,

$$\begin{cases} G_1 = \frac{Q}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{500000}{4187(120 - 60)} = 1,99 \\ G_2 = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{500000}{4187(70 - 5)} = 1,84. \end{cases}$$

2. Задавши швидкість теплоносія на рівні $1 \div 1,5$ м/с, визначаємо орієнтовну площу «живого» перерізу трубок та міжтрубного простору, м^2 ,

$$\begin{cases} f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1} = \frac{1,99}{1000 \cdot 1} = 0,0020 \\ f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2} = \frac{1,84}{1000 \cdot 1} = 0,0018. \end{cases}$$

3. Задаємо конструктивні характеристики теплообмінного апарата (наприклад, зовнішній розмір і кількість трубок), додаток Е. У нашому випадку для теплообмінників типу ОСТ 34-588-68 №3 зовнішній діаметр 76 мм, кількість трубок 7 шт. Площа трубок 0,00108 м², площа міжтрубного простору 0,00233 м² площа поверхні теплообміну 1,31 м². Еквівалентний діаметр міжтрубного простору $d_{\text{мтр}}=16,4$ мм. Визначаємо швидкість руху кожного теплоносія біля теплообмінної поверхні, м/с,

$$\begin{cases} W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_{\text{МТР}}} = \frac{1,99}{1000 \cdot 0,00233} = 0,854 \\ W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_{\text{ТР}}} = \frac{1,84}{1000 \cdot 0,00108} = 1,704. \end{cases}$$

4. Обчислюємо коефіцієнти теплообміну з боку кожного теплоносія, Вт/(м²·°С):

$$\tau_{\text{CP}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{120 + 60}{2} = 90^\circ\text{C} \quad \text{— середня температура нагрівального}$$

теплоносія;

$$\alpha_1 = \left(1630 + 21 \cdot \tau_{\text{CP}} - 0,041 \cdot \tau_{\text{CP}}^2\right) \frac{W^{0.8}}{d_{\text{МТР}}^{0.2}} = \left(1630 + 21 \cdot 90 - 0,041 \cdot 90^2\right) \frac{0,854^{0.8}}{0,0164^{0.2}} = 6393;$$

$$t_{\text{CP}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{70 + 5}{2} = 37,5^\circ\text{C} \quad \text{— середня температура нагрівного}$$

теплоносія;

$$\alpha_2 = \left(1630 + 21 \cdot t_{\text{CP}} - 0,041 \cdot t_{\text{CP}}^2\right) \frac{W^{0.8}}{d_{\text{ТР}}^{0.2}} = \left(1630 + 21 \cdot 37,5 - 0,041 \cdot 37,5^2\right) \frac{1,704^{0.8}}{0,014^{0.2}} = 8488.$$

5. Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С),

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6393} + 0,00001 + \frac{1}{8488}} = 3518.$$

6. Задавши схему підведення і відведення теплоносіїв (протитечія), визначаємо розрахункову різницю температур, °С:

$$\Delta t_{MAX} = 120 - 5 = 115; \quad ; \Delta t_{MIN} = 70 - 60 = 10$$

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_{MAX} - \Delta t_{MIN}}{\ln \frac{\Delta t_{MAX}}{\Delta t_{MIN}}} = \frac{115 - 10}{\ln \frac{115}{10}} = 43,0.$$

7. Розраховуємо необхідну площу поверхні нагріву теплообмінника, м²,

$$F = \frac{Q}{\mu K \Delta t_{CP}} = \frac{500000}{0,85 \cdot 3518 \cdot 43} = 3,9.$$

8. Визначаємо потрібну кількість теплообмінників, шт.,

$$N = \frac{F}{F_1} = \frac{3,9}{1,31} = 2,98.$$

Після округлення в більшу сторону робимо висновок, що необхідно встановити три секції теплообмінників типу ОСТ 34-588-68 №3.

Розділ 11. Основи масообміну

11.1. Головні поняття і визначення.

11.2. Основні закони масопередавання.

11.3. Швидкість масопередавання.

11.4. Критеріальні рівняння масообміну.

11.1. Головні поняття і визначення.

Технологічні процеси, швидкість проходження яких визначається швидкістю перенесення маси речовини з однієї фази в іншу, називають **масообмінними процесами**, а апарати для здійснення цих процесів – масообмінними. Тобто масообмін – це дифузійне перенесення одного або декількох компонентів суміші з однієї фази в іншу. Розрізняють два варіанти масообміну: одно- і двосторонній. У першому варіанті процес завершується переходом речовини з однієї фази в іншу, а в другому – зустрічним переходом із кожної фази в іншу.

Наведемо декілька головних видів масообмінних процесів.

Абсорбція – поглинання газу рідиною. Зворотний процес називається десорбція.

Екстракція – витяг речовини, розчиненої в рідині, іншою рідиною, що практично не змішується чи частково змішується з першою. При цьому компонент, який витягається з одного розчину, переходить в інший. Також **екстракція** – витяг на основі вибіркової розчинності одного або декількох компонентів із твердого щільного матеріалу.

Перегонка (ректифікація, дистиляція) – поділ гомогенних (однорідних) рідких сумішей шляхом взаємного обміну компонентами між рідиною та паром, що розділяється рідкою сумішшю.

Адсорбція – поглинання компонента газу чи рідини твердим щільним поглиначем. Цей процес характеризується переходом речовини з

газової чи рідкої фази у тверду. Обернений процес – десорбція – використовується переважно для регенерації адсорбента.

Сушка – виділення вологи з матеріалів переважно шляхом її випаровування, при цьому волога переходить з рідкого стану в газоподібний.

Кристалізація – виділення твердої фази у вигляді кристалів із розчинів або розплавів. Кристалізація здійснюється в результаті пересичення чи переохолодження розчину (розплаву) і характеризується переходом речовини з рідкої фази у тверду.

Розчинення – характеризується переходом твердої фази в рідку (розчинник) та являє собою процес, зворотний до кристалізації.

Для всіх перелічених процесів загальним є перехід речовини з однієї фази в іншу за допомогою явища конвективного перенесення і молекулярної дифузії.

Масопередаванням називають перехід речовини з однієї фази в іншу в напрямі досягнення рівноваги. **Рівновага** – термодинамічний стан системи, при якому швидкості прямого та оберненого процесів однакові.

Подібно до теплопередавання масопередавання – це складний процес, що містить перенесення речовини у межах однієї фази, перенесення через поверхню поділу фаз і перенесення у межах іншої фази. Масопередавання звичайно відбувається через межу поділу статичних фаз. Ця межа може бути або рухливою в системах «газ – рідина», «рідина – рідина», або нерухомою в системах «тверде тіло – рідина» або «тверде тіло – газ».

Перенесення речовини з фази до межі поділу фаз називається **масовіддаванням**.

Процеси масопередавання вибіркові й здебільшого зворотні. При цьому напрямок переходу речовини з однієї фази в іншу визначається концентраціями речовини у фазах і умовами динамічної рівноваги. Рушійною силою процесу масообміну є різниця концентрацій речовини.

Елементарними законами, яким підпорядковується перенесення речовини, що розподіляється з однієї фази в іншу, є: закон молекулярної дифузії, закон масовіддавання й закон масопровідності.

11.2. Основні закони масо передавання

Молекулярна дифузія в газах і розчинах рідин відбувається в результаті хаотичного руху молекул, не пов'язаного з перемішуванням у результаті руху рідини. У цьому випадку спостерігається перенесення молекул речовини, що розподіляється, зі сфери високих концентрацій у сферу низьких концентрацій. Кінетика перенесення речовини підпорядковується першому закону Фіка: *кількість речовини M , що перемістилася, пропорційна зміні концентрацій C , площі F , перпендикулярній напрямку дифузійного потоку, і часу τ*

$$M = D \cdot F \cdot \Delta C \cdot \frac{\tau}{\delta}, \quad (11.1)$$

де M – маса, кг; D – коефіцієнт пропорційності, або коефіцієнт молекулярної дифузії, м²/сек; F – площа масообмінної поверхні, м²; ΔC – різниця концентрацій, кг/м³; τ – час, сек; δ – товщина прошарку, м.

Коефіцієнт молекулярної дифузії показує, яка маса речовини дифундує через поверхню площею 1м² за час 1 сек при різниці концентрацій на відстані 1 м, що дорівнює одиниці.

При молекулярній дифузії в напрямку переміщення речовини концентрація поступово зменшується.

Коефіцієнт дифузії не є постійною величиною. Його значення зазвичай беруть із довідників чи обчислюють за формулами:

$$\text{для газів} \quad = \frac{0,0435 \cdot T^{1,5}}{p(V_A^{0,33} + V_B^{0,3})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}; \quad (11.2)$$

$$\text{для рідин} \quad = \frac{8,2 \cdot 10^6 T}{\mu V_A^{0,33}} \cdot \left[1 + \left(\frac{3V_B}{V_A} \right)^{0,66} \right], \quad (11.3)$$

де T – абсолютна температура, К; p – тиск, Па; V_A і V_B – мольні об'єми взаємодіючих речовин; M_A і M_B – мольні маси, кг/моль; μ – в'язкість рідини, в якій відбувається дифузія, Па·с.

Як видно із цих формул, коефіцієнт дифузії збільшується зі зростанням температури і зменшується з підвищенням тиску.

Коефіцієнт молекулярної дифузії є фізичною константою, що показує спроможність цієї речовини проникати внаслідок дифузії в нерухоме середовище. Молекулярна дифузія є дуже повільним процесом, особливо в рідинах.

Питомий потік речовини, що переноситься молекулярною дифузією через одиницю поверхні ($F=1$) за одиницю часу ($\tau=1$), називають швидкістю молекулярної дифузії

$$q_M = \frac{M}{F \cdot \tau} \quad (11.4)$$

Турбулентна дифузія. Кількість речовини M , що переноситься в межах фази внаслідок турбулентної дифузії, пропорційна поверхні F , часу τ та зміні концентрацій

$$M_T = \varepsilon_T \cdot F \cdot \Delta C \cdot \frac{\tau}{\delta}, \quad (11.5)$$

де ε_T – коефіцієнт турбулентної дифузії, м²/сек. Відповідно швидкість турбулентної дифузії становить

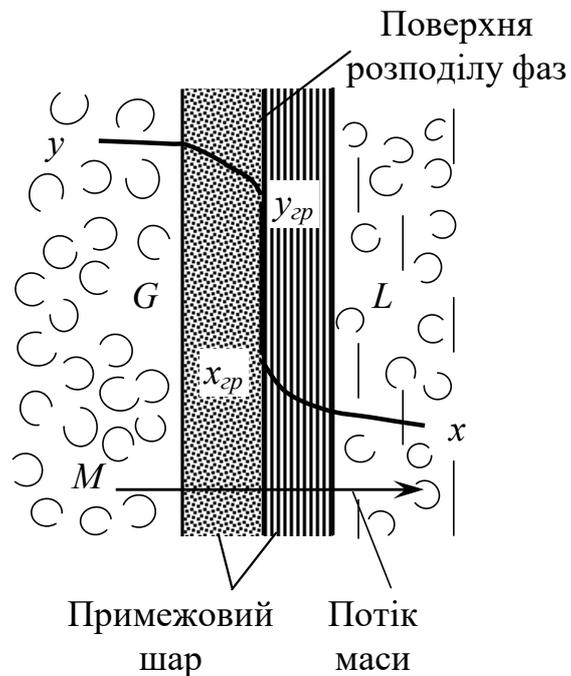


Рис.11.1. Схема процесу масопередавання

$$q_T = \frac{M_T}{F \cdot \tau}. \quad (11.6)$$

Коефіцієнт турбулентної дифузії показує, яка кількість речовини передається за одиницю часу через одиницю поверхні при різниці концентрацій, що дорівнює одиниці. Цей коефіцієнт не є фізичною константою, він залежить від гідродинамічних умов, зумовлених швидкістю потоку і масштабом турбулентності.

Конвективна дифузія – це дифузія речовини в рухомому середовищі. Маса компонента переходить з однієї фази в іншу за рахунок перемішування макрочастинок рідини. Швидкість конвективної дифузії в багато разів перевищує швидкість молекулярної дифузії.

Конвективна дифузія безпосередньо визначає масовіддачу, котра спостерігається при перенесенні речовини в газі або в рідині при їхньому турбулентному русі чи перемішуванні.

При конвективній дифузії відбувається перенесення речовини не тільки в напрямку потоку, але й у перпендикулярному напрямку.

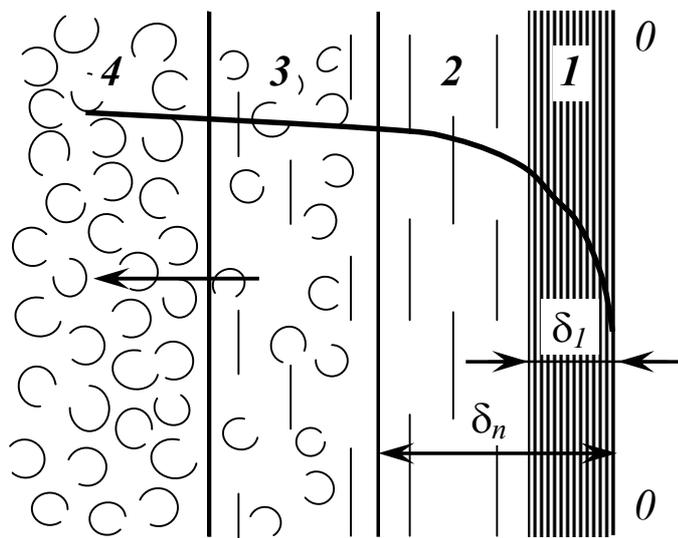


Рис. 11.2. Структура масообмінного потоку:

00 – межа розподілу фаз; 1 – дифузний прошарок; 2 – в'язкий прошарок; 3 – турбулентний примежевий шар; 4 – ядро потоку

Для того щоб уявити хід процесу масопередавання, розглянемо схему перенесення речовини з фази G у фазу L через примежовий прошарок, рисунок 11.1.

У кожній фазі можна виділити ядро потоку та примежовий прошарок біля поверхні поділу фаз. За рахунок конвективної дифузії у ядрі відбувається інтенсивне перемішування, і концентрація дифузного компонента близька до постійної, рисунок 11.2. Перенесення речовини у примежовому прошарку відбувається за рахунок конвективної та молекулярної дифузії. При наближенні до примежового дифузійного прошарку зменшується турбулентне перенесення речовини і починає переважати молекулярна дифузія. Це зумовлює все більшу зміну концентрації при наближенні до поверхні поділу фаз. На межі поділу фаз спостерігається стрибкоподібний характер зміни концентрацій, зумовлений різними рівноважними концентраціями дифузійного компонента у цих середовищах.

Закон конвективної дифузії дає змогу визначити кількість речовини, що переноситься з однієї фази до межі іншої,

$$M_K = \beta \cdot F \cdot \Delta C \cdot \tau, \quad (11.7)$$

де β – коефіцієнт масовіддачі, що характеризує перенесення речовини конвективними і дифузійними потоками одночасно.

11.3. Швидкість масопередавання

Подібно до теплообміну, масообмін характеризується кількістю речовини M , що переходить з однієї фази в іншу (дифузійний потік) за час τ , пропорційно рушійній силі процесу ΔC і площі міжфазної поверхні F . Усі ці величини пов'язані між собою коефіцієнтом пропорційності, що називається коефіцієнт масопередавання

$$M = K \cdot F \cdot \tau \cdot \Delta C, \quad (11.8)$$

де K – коефіцієнт масопередавання, м/с.

Коефіцієнт масопередавання (K) показує, яка кількість речовини переходить з однієї фази в іншу за одиницю часу через одиницю поверхні контакту фаз при різниці концентрацій, що дорівнює одиниці.

Коефіцієнт масо передавання може бути віднесений як до одного (K_X), так і до іншого (K_Y) середовища:

$$K_X = \frac{1}{\frac{1}{\beta_Y} + \frac{m}{\beta_X}}; \quad K_Y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_X} + \frac{1}{m \cdot \beta_Y}}, \quad (11.9)$$

Де β_X і β_Y – коефіцієнти масовіддачі від потоків X та Y до поверхні контакту фаз, м/сек; m – коефіцієнт контакту фаз в умовах рівноваги.

11.4. Критеріальні рівняння масообміну

На процес масообміну впливає велика кількість факторів: розмір поверхні, її форма, орієнтація в просторі, вид речовин, їх температури і рухливість. Вплив цих факторів описується критеріальними рівняннями масообміну.

Експериментальні дослідження показують, що процеси масоперенесення і процеси теплообміну біля поверхні подібні (табл. 11.1). Це дає змогу описувати їх схожими критеріальними рівняннями, наприклад в умовах «вільної» конвекції.

Коефіцієнт C залежить від граничних умов, форми поверхні, режиму вільної конвекції.

Режим випаровування визначають за допомогою добутку $Gr' \cdot Pr'$. Плівковий режим характерний для $Gr' \cdot Pr' < 40$. Для нього $n = 0$, а процес масообміну відбувається лише за рахунок дифузії. Ламінарний режим спостерігається при $200 < Gr' \cdot Pr' < (Gr' \cdot Pr')_{KP}$ і для нього $n = 0,25$. Для цього режиму характерним є паралельне зміщення шарів рідини чи газу, без перемішування між сусідніми шарами. Турбулентний режим $Gr' \cdot Pr' > (Gr' \cdot Pr')_{KP}$. Для цього режиму характерним є інтенсивне перемішування шарів рідини чи газу й для нього $n = 0,33$.

Таблиця 11.1

Подібність тепло- і масообмінних процесів

Теплообмін	Масообмін
$Nu = C(Gr Pr)^n$	$Nu' = C(Gr' Pr')^n$
$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$,	$Nu' = \frac{\beta \cdot d}{D}$,
де α – коефіцієнт теплообміну, Вт/(м ² °С), d – характерний розмір, м, λ – теплопровідність, Вт/(м°С).	де β – швидкість випаровування, м/с, d – характерний розмір, м, D – коефіцієнт молекулярної дифузії, м ² /с.
$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	$Pr' = \frac{\nu}{D}$,
	де ν – кінематична в'язкість, м ² /с.
$n=0-0,33$	$n=0-0,33$
$Gr = \frac{9,81d^3\beta\Delta t}{\nu^2}$,	$Gr' = \frac{9,81d^3(\rho_0 - \rho_p)}{\nu^2\rho_p}$,
де β – коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К; Δt – різниця температур теплообмінних середовищ, К.	де ρ_0 – густина речовини на значній відстані від поверхні поділу фаз, кг/м ³ ; ρ_p – густина речовини безпосередньо біля поверхні поділу фаз, кг/м ³ .

Розділ 12. Масообмін конвективний та у капілярно-щілястих тілах

- 12.1. Абсорбційні методи очищення.
- 12.2. Конструкція та розрахунок абсорберів.
- 12.3. Приклад розрахунку абсорберів.
- 12.4. Масообмін у капілярно-щілястих тілах. Загальні дані.
- 12.5. Фазова рівновага при адсорбції.
- 12.6. Швидкість адсорбції.
- 12.7. Адсорбери.
- 12.8. Розрахунок адсорберів.

12.1. Абсорбційні методи очищення

Застосування принципів конвективного масообміну розглянемо на прикладі абсорбційних методів очищення повітря від газоподібних домішок. Методи очищення повітря від шкідливих газоподібних домішок залежать насамперед від фізичних і хімічних властивостей цих газів, їх концентрації, санітарно-гігієнічних та інших вимог. Абсорбційний метод очищення ґрунтується на вибіркового поглинанні рідкими речовинами одного чи декількох компонентів із газової суміші. Відомо два види абсорбції: фізична і хімічна.

При фізичній абсорбції молекули абсорбенту не вступають у реакцію з молекулами поглинутих газів і парів. При хімічній абсорбції між ними відбуваються хімічні реакції з утворенням нових речовин.

Як абсорбент при фізичній абсорбції звичайно використовують воду. При хімічній абсорбції частіше застосовують водні розчини аміаку, карбонатів натрію чи калію та інші речовини. Загалом фізична абсорбція менш ефективна, ніж хімічна.

У більшості випадків процес фізичної абсорбції оборотний. На цій властивості ґрунтується виділення поглинутих газів і пари з розчину –

десорбція. Оборотність процесів абсорбції – десорбції приводить до того, що за певних умов між газом і рідиною встановлюється стан динамічної рівноваги. Тобто кількість газу, поглинутого рідиною, дорівнює кількості газу, що виділяється з рідини. Цей стан динамічної рівноваги фаз для ідеальних газів відображає закон Генрі

$$P_{\Gamma} = \Gamma \cdot C_{\mu}, \quad (12.1)$$

де Γ – коефіцієнт пропорційності (постійна Генрі), який залежить від температури, властивостей газу та рідини, Па. Читається цей закон так: парціальний тиск газу над розчином (Па) пропорційний його мольній частці в цьому розчині.

Для аналізу процесів абсорбції схематично зобразимо абсорбер, рис.12.1.

L_{Γ} і L_p – витрати газу й рідини, м³/с; C_{Γ}^{Π} та C_{Γ}^K – початкова й кінцева концентрація абсорбованого газу в повітрі, кмоль/м³; C_p^{Π} і C_p^K – початкова й кінцева концентрація газу в розчині, кмоль/м³.

Система рівнянь матеріального балансу абсорбційного процесу

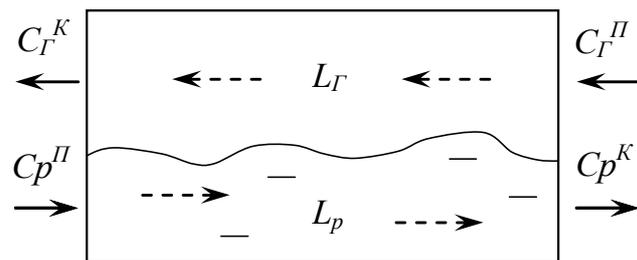


Рис.12.1. Схема абсорбера

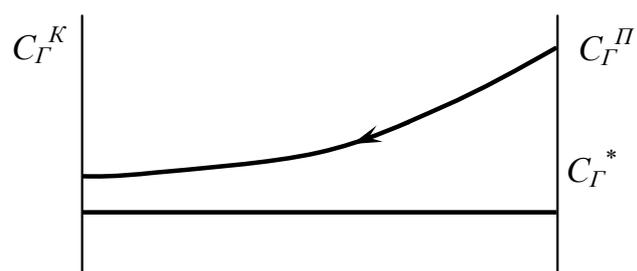


Рис.12.2. Концентрація газової фази в абсорбері

$$\begin{cases} G_{a\delta} = L_{\Gamma} (C_{\Gamma}^{\Pi} - C_{\Gamma}^K) \\ G_{a\delta} = L_p (C_p^K - C_p^{\Pi}) \end{cases}, \quad (12.2)$$

де $G_{ад}$ – швидкість абсорбції, кмоль/сек. Крім того, швидкість абсорбції пропорційна коефіцієнту масопередачі (K), м/с; поверхні контакту двох середовищ F , м²; рушійній силі процесу ΔC , кмоль/м³,

$$G_{ад} = K \cdot F \cdot \Delta C \quad (\text{для порівняння})$$

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t). \quad (12.3)$$

Рушійна сила ΔC змінюється вздовж поверхні контакту фаз, тому звичайно застосовують її середньологарифмічне значення

$$\Delta C = \Delta C^{cp\wedge} = \frac{\Delta C^{\Pi} - \Delta C^K}{\ln \frac{\Delta C^{\Pi}}{\Delta C^K}}. \quad (12.4)$$

Значення $\Delta C^{cp\wedge}$ розраховується як для газової, рис. 12.2,

$$\Delta C_{\Gamma}^{\Pi} = C_{\Gamma}^{\Pi} - C_{\Gamma}^* \quad \text{і} \quad \Delta C_{\Gamma}^K = C_{\Gamma}^K - C_{\Gamma}^*, \quad (12.5)$$

так і для рідкої фази, рисунок 12.3,

$$\Delta C_P^{\Pi} = C_P^* - C_P^{\Pi} \quad \text{і} \quad \Delta C_P^K = C_P^* - C_P^K, \quad (12.5^*)$$

де C_{Γ}^* і C_P^* – концентрації вловленої речовини в умовах динамічної рівноваги в газоподібній та рідкій фазах, кмоль/м³.

Коефіцієнт масопередавання також може бути віднесений як до газового (K_{Γ}), так і до рідкого (K_P) середовищ:

$$K_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{\Gamma\Pi}} + \frac{m}{\beta_{P\Pi}}}; \quad K_P = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{P\Pi}} + \frac{1}{m \cdot \beta_{\Gamma\Pi}}}, \quad (12.6)$$

де $\beta_{\Gamma\Pi}$ і $\beta_{P\Pi}$ – коефіцієнти масовіддачі від потоку газу (рідини) до поверхні контакту фаз, м/сек; $m = \frac{\Gamma}{P_c}$ – коефіцієнт контакту газової

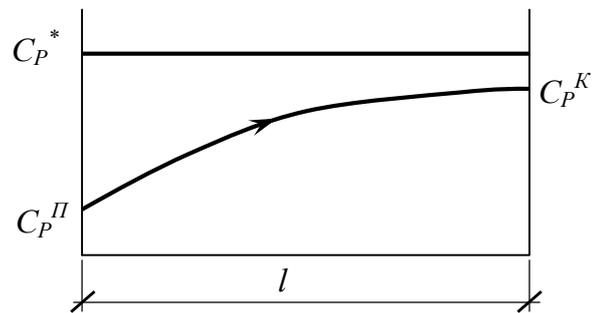


Рис.12.3. Концентрація газу в рідкій фазі абсорбера

рівноваги, в якому P_c (Па) – загальний тиск у системі.

Поверхню контакту фаз у більшості випадків важко виміряти. В одних апаратах це сукупна поверхня бризок, піни і бульбашок, в інших апаратах - «активна» частина геометричної поверхні насадки, що змочується рідиною. Тому коефіцієнти масовіддачі та масопередавання часто відносять не до поверхні контакту фаз, а до робочого об'єму апарата (V), пов'язаного з поверхнею масопередачі співвідношенням

$$F = V \cdot \alpha = h \cdot F_{a\delta} \cdot \alpha, \quad (12.7)$$

де α – питома поверхня контакту фаз – поверхня масообміну, віднесена до об'єму активної зони абсорбера), $\text{м}^2/\text{м}^3$; h – висота активної зони абсорбера, м; $F_{a\delta}$ – площа перерізу абсорбера, м^2 .

12.2. Конструкція та розрахунок абсорберів

Апарати, в яких відбуваються абсорбційні процеси, називають абсорберами. Оскільки ці процеси проходять на поверхні контакту фаз, вони мають дуже розвинену поверхню контакту фаз між рідиною і газом. За способом створення такої поверхні абсорбери поділяють на:

- поверхневі (на поверхні рідини, наливої у відповідну ємність);
- плівкові (на поверхні плівки, що стікає по похилій площині);
- насадкові (кільця Рашига);
- барботажні (або тарілкові);
- розпилювальні (форсункові).

Схема абсорбційного апарата зображена на рисунку 12.4. Воду в абсорбері періодично міняють.

Крім абсорбції, ці апарати також можуть використовуватися для здійснення процесів теплообміну й очищення газів від пилу.

Розрахунок абсорберів

При розрахунку абсорберів нас, звичайно, цікавить висота активної зони

$$h = \frac{G_{ад}}{K_{\Gamma} F_{ад} \alpha \Delta C_{\Gamma}^{сп}}, \quad (12.8)$$

де α – питома поверхня контакту фаз – поверхня масообміну віднесена до об'єму активної зони абсорбера), $\text{м}^2/\text{м}^3$, м^{-1} ; $F_{ад}$ – площа перерізу абсорбера, м^2 ,

$$F_{ад} = \frac{L_{\Gamma}}{V_y},$$

(12.9)

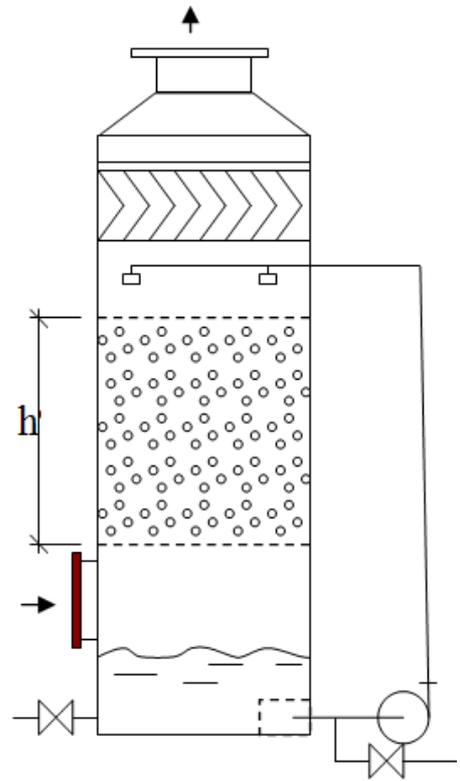


Рис.12.4. Абсорбер

де V_y – умовна швидкість газу в перерізі абсорбера, визначається з умов невинесення рідини з його активної зони.

Витрати абсорбента розраховують із системи рівнянь матеріального балансу

$$L_p = L_{\Gamma} \frac{C_{\Gamma}^{\Pi} - C_{\Gamma}^K}{C_p^K - C_p^{\Pi}}. \quad (12.10)$$

12.3. Приклад розрахунку абсорберів

Задача. Визначити витрати абсорбенту L_p , висоту активної зони h і кінцеву концентрацію адсорбованого газу в рідині C_p^K , якщо: діаметр абсорбера $D=0,8$ м; питома поверхня контакту фаз $\alpha = 5$ м^{-1} ; коефіцієнт масопередачі рідини $K_p = 0,002$ м/с; $C_p^{\Pi} = 100$, $C_p^* = 200$ – відповідно початкова концентрація та концентрація газу в рідині в умовах динамічної рівноваги, $\text{кмоль}/\text{м}^3$; витрати газоповітряної суміші $L_{\Gamma} = 1000$ $\text{м}^3/\text{год}$; коефіцієнт масопередавання газової фази $K_{\Gamma} = 0,25$ м/с; $C_{\Gamma}^{\Pi} = 1$, $C_{\Gamma}^K = 0,1$, $C_{\Gamma}^* = 0,05$ – відповідно початкова, необхідна кінцева концентрація та концентрація газу в повітрі в умовах динамічної рівноваги, $\text{кмоль}/\text{м}^3$.

Розв'язання

1. Обчислюємо середньологарифмічне значення рушійної сили для газової фази

$$\Delta C_{\Gamma}^{\Pi} = C_{\Gamma}^{\Pi} - C_{\Gamma}^* = 1 - 0,05 = 0,95 \text{ кмоль/м}^3;$$

$$\Delta C_{\Gamma}^K = C_{\Gamma}^K - C_{\Gamma}^* = 0,1 - 0,05 = 0,05 \text{ кмоль/м}^3;$$

$$\Delta C_{\Gamma}^{CP\wedge} = \frac{\Delta C_{\Gamma}^{\Pi} - \Delta C_{\Gamma}^K}{\ln \frac{\Delta C_{\Gamma}^{\Pi}}{\Delta C_{\Gamma}^K}} = \frac{0,95 - 0,05}{\ln \frac{0,95}{0,05}} = 0,306 \text{ кмоль/м}^3.$$

2. Визначаємо площу перерізу абсорбера за його діаметром

$$F_{a\delta} = \frac{\pi D^2}{4} = 0,503 \text{ м}^2.$$

3. Розраховуємо необхідну швидкість абсорбції по газовій фазі, кмоль/сек,

$$G_{a\delta} = \frac{L_{\Gamma}}{3600} (C_{\Gamma}^{\Pi} - C_{\Gamma}^K) = \frac{1000}{3600} (1 - 0,1) = 0,25.$$

4. Обчислюємо висоту активної зони абсорбера, м,

$$h = \frac{G_{a\delta}}{K_{\Gamma} F_{a\delta} \alpha \Delta C_{\Gamma}^{CP\wedge}} = \frac{0,25}{0,25 \cdot 0,503 \cdot 5 \cdot 0,306} = 1,3.$$

5. Визначаємо середньологарифмічне значення рушійної сили для рідини

$$\Delta C_P^{CP\wedge} = \frac{G_{a\delta}}{K_P F_{a\delta} \alpha h} = \frac{0,25}{0,002 \cdot 0,503 \cdot 5 \cdot 1,3} = 38,2 \text{ кмоль/м}^3.$$

6. Розраховуємо кінцеву концентрацію адсорбованого газу в рідині

$$\Delta C_{MAX} = C^* - C_P^{\Pi} = 200 - 100 = 100, \text{ кмоль/м}^3.$$

Якщо задати $C_P^K = 190$, то $\Delta C_{MIN} = C^* - C_P^K = 200 - 190 = 10, \text{ кмоль/м}^3$;

$$\Delta C_P = \frac{100 - 10}{\ln \frac{100}{10}} = 39,1, \text{ кмоль/м}^3 \text{ (достатня точність).}$$

7. Визначаємо витрати абсорбенту, м³/год,

$$L_p = \frac{3600 \cdot G_{ад}}{C_p^K - C_p^П} = \frac{3600 \cdot 0,25}{190 - 100} = 10.$$

12.4. Масообмін у капілярно-щілястих тілах. Загальні дані

Адсорбція – процес вибіркового поглинання одного чи декількох компонентів газової суміші або рідини твердим щілястим поглиначем (адсорбентом). Цей процес ґрунтується на молекулярному притягуванні молекул газу й адсорбенту. Він відбувається на поверхні адсорбенту й іде дуже швидко (за частки секунди). Для адсорбції застосовують щілясті тіла з дуже великою площею поверхні (до 1000 м²/гр). Як адсорбенти звичайно застосовують матеріали, що мають велику кількість відкритих щілин: активоване вугілля, силікагелі, цеоліти, іоніти.

Активування вугілля здійснюють шляхом видалення з деревини смол. Для цього його прожарюють при температурі до 900 °С чи здійснюють суху перегонку після екстрагування органічними розчинниками. Активоване вугілля краще поглинає органічні речовини, ніж воду. З підвищенням вологості вугілля його адсорбційна здатність знижується.

Силікагелі. Ці адсорбенти отримують шляхом зневоднення гелю кремнієвої кислоти (силікату натрію) мінеральними кислотами або розчинами їх солей.

Цеоліти. Природні чи синтетичні матеріали. Мають високу поглинальну здатність стосовно води.

Іоніти. Теж природні або синтетичні органічні речовини. Застосовують для опріснення води, у фармацевтиці, для очищення промислових стічних вод.

Адсорбцію використовують переважно у випадках порівняно невеликих концентрацій речовин, що адсорбуються. Ефективність очищення повітря за допомогою адсорбції дуже висока. Адсорбцію широко застосовують у промисловості для очищення і сушіння газів, очищення й освітлення розчинів.

Процеси адсорбції поділяють на:

фізичні – зумовлені взаємним притягуванням молекул газу й адсорбенту під дією сил Ван-дер-Ваальса і не супроводжуються хімічними реакціями;

хімічні (хемосорбція) – у результаті хімічних реакцій між адсорбентом і молекулами, що поглинаються на поверхні адсорбенту, утворюються нові сполуки. Обидва види адсорбції екзотермічні. Також адсорбційні процеси поділяють на:

- обернені (існує можливість регенерації);
- необернені (регенерація неможлива).

12.5. Фазова рівновага при адсорбції

Кількість адсорбованого газу залежить від: виду газу, виду адсорбенту, температури, тиску. У стані динамічної рівноваги кількість адсорбованої речовини виражають рівнянням Ленгмюра

$$G = \frac{abP}{1 + bP}, \quad (12.11)$$

де a та b – постійні коефіцієнти, визначені дослідним шляхом; P – рівноважний тиск, Па.

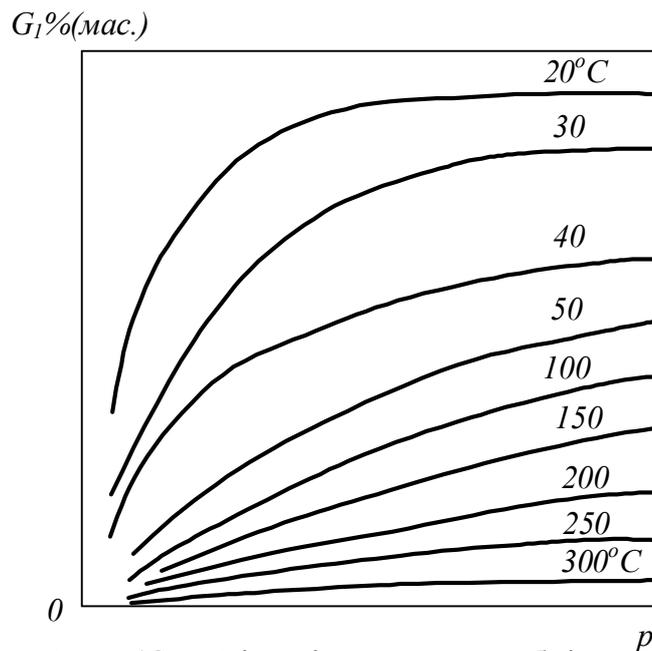


Рис. 12.5. Сітка ізотерм адсорбції

При постійній температурі кількість адсорбованого газу обчислюють за емпіричною формулою Фрейндліха

$$G = KP^{1/n}, \quad (12.12)$$

де G – кількість адсорбованого газу, кг/кг; P – тиск газу при досягненні рівноваги, Па; K та n – емпіричні константи, характерні для цього газу й адсорбенту при певній температурі.

Процес адсорбції супроводжується зниженням парціального тиску парів речовини, що поглинається, й одночасним виділенням тепла. Тому кількість поглинутої речовини збільшується з підвищенням тиску і зниженням температури процесу.

Зазвичай залежності 1 та 2 застосовують у вигляді ліній рівноваги при адсорбції за різних температур. Ці лінії називають ізотермами адсорбції. Розрізняють кілька типів ізотерм адсорбції:

I – характерні для мікроцільястих адсорбентів;

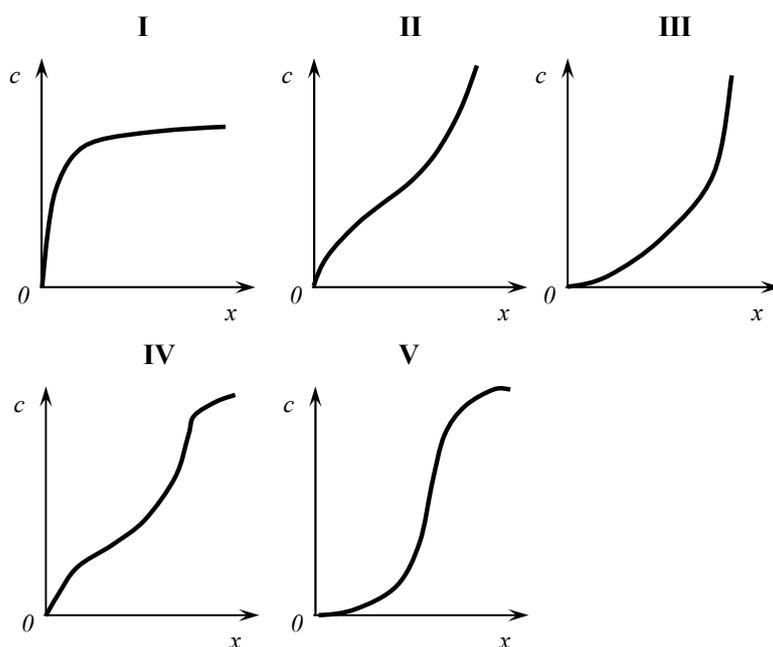


Рис.12.6. Типи ізотерм адсорбції

II і IV – початкові ділянки вказують на те, що поряд з мікропорами в адсорбенті наявні макропори;

III та V – увігнуті середні ділянки вказують на те, що міжмолекулярні взаємодії речовини, яка поглинається з молекулами адсорбенту, значно слабші за взаємодії молекул поглинутої речовини між собою;

IV і V – верхні горизонтальні ділянки вказують на те, що середні щілини заповнюються адсорбатом раніше, ніж тиск досягне рівноважного стану;

Типи ізотерм III та V трапляються рідко.

Оскільки на практиці процес адсорбції проходить у певному діапазоні температур, для інженерних розрахунків застосовують сітку ізотерм адсорбції. Вона також використовується для визначення режиму десорбції, здійснюваного шляхом нагрівання насиченого адсорбенту.

12.6. Швидкість адсорбції

Швидкість процесу адсорбції залежить від умов зовнішнього та внутрішнього перенесення компонента, що поглинається. Швидкість зовнішнього перенесення характеризується гідродинамічною обстановкою процесу, тобто умовами переміщення речовини біля поверхні адсорбенту. Внутрішня швидкість перенесення речовини зумовлена структурою адсорбенту та фізико-хімічними особливостями адсорбційної системи.

Кінетика зовнішнього перенесення речовини визначається залежністю

$$\frac{da}{d\tau} = \beta (c - c_{II}), \quad (12.13)$$

де a – розмір адсорбції; τ – час, сек.; c і c_{II} – концентрація компонента, що поглинається всередині потоку і біля поверхні адсорбенту; β – об'ємний коефіцієнт масовіддачі адсорбенту.

Кінетика внутрішнього перенесення речовини описується диференціальним рівнянням молекулярної дифузії

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = D_E \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right), \quad (12.14)$$

де D_E – ефективний коефіцієнт дифузії, зазвичай вважається постійним протягом усього процесу. Інтегрування рівняння (12.14) повинно здійснюватися з урахуванням початкових та граничних умов. Швидкість перенесення всередині зерен адсорбенту, як правило, менша за швидкість зовнішнього перенесення.

Значення коефіцієнта масовіддачі обчислюють, використовуючи для опису процесів масообміну критеріальні рівняння типу

$$Nu' = C \cdot Re_E^m \cdot (Pr')^n, \quad (12.15)$$

де Nu' – дифузійний критерій Нуссельта для визначення коефіцієнта масовіддачі; Re_E – критерій Рейнольдса для зернистого прошарку; Pr' – дифузійний критерій Прандтля; C, m, n – апроксимаційні коефіцієнти.

Дифузійний критерій Нуссельта визначають за формулою

$$Nu' = \frac{\beta \cdot d_e^2}{D}, \quad (12.16)$$

де $d_e = \frac{4\varepsilon}{a}$ – еквівалентний діаметр каналів зернистого прошарку, м; ε – щільність шару адсорбенту; a – його питома поверхня, $\text{м}^2/\text{м}^3$; D – коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для будь-яких температур та тисків коефіцієнт дифузії

$$D = D_o \frac{P_o}{P} \left(\frac{T}{T_o} \right)^{1,5}, \quad (12.17)$$

де D_o – табличне значення коефіцієнта дифузії для нормальних умов, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для зернистого прошарку критерій Рейнольдса обчислюють за формулою

$$Re = \frac{4\omega_o}{a\nu}, \quad (12.18)$$

де ω_o – фіктивна швидкість потоку газової (рідкої) фази (визначається через відношення об'ємної витрати рідини (газу) до всієї площі поперечного перетину активної зони апарата), м/с; ν – кінематична в'язкість потоку, м²/с.

Дифузійний критерій Прандтля

$$Pr' = \frac{\nu}{D}. \quad (12.19)$$

Значення коефіцієнта C та степенів m і n залежать від режиму руху газу (рідчини) біля зерен адсорбенту. При $Re = 2 - 30$

$$Nu' = 0.725 \cdot Re_E^{0.47} \cdot (Pr')^{0.33}, \quad (12.20)$$

а при $Re > 30$

$$Nu' = 0.395 \cdot Re_E^{0.64} \cdot (Pr')^{0.33}. \quad (12.21)$$

12.7. Адсорбери

Залежно від характеру процесу адсорбери поділяють на:

- 1) апарати з нерухомим поглинальним шаром;
- 2) апарати з рухомим (киплячим) поглинальним шаром.

Апарати з нерухомим поглинаючим шаром працюють періодично, рисунок 12.7.

Для адсорбційних процесів, що проводяться в замкненому циклі, важливим є процес **десорбції**. Головні методи десорбції:

- витіснення з адсорбенту поглинутих компонентів за допомогою речовин, що мають більшу адсорбційну здатність;
- випаровування поглинутих компонентів шляхом нагрівання шару адсорбенту (найбільш розповсюджений метод).



Рис.12.7. Принцип роботи адсорберів з нерухомим поглинальним шаром

Принцип роботи апаратів з «киплячим» шаром аналогічний абсорбційним апаратам. Відпрацьований адсорбент забирається з активної зони і транспортується в апарат для десорбції, а після регенерації знову направляється в активну зону адсорбера.

12.8. Розрахунок адсорберів

Розрахунок адсорберів звичайно виконується для визначення їх розмірів і витрат адсорбенту. Діаметр адсорбера обчислюють за формулою

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{L_c}{V_y}}, \quad (12.22)$$

де L_c – витрати парогазової суміші, м³/сек; V_y – умовна швидкість парогазової суміші, м/сек. Умовна швидкість для апаратів періодичної дії розраховується як середня, виходячи з техніко-економічних показників. Для апаратів безперервної дії її задають, виходячи з особливостей гідродинамічного режиму роботи апарата, наприклад такою, яка необхідна для створення і підтримання «киплячого» шару.

Висота шару адсорбенту (засипки) для апаратів періодичної дії, м,

$$h = V_{\phi p} \cdot \tau, \quad (12.23)$$

де $V_{\Phi P}$ – швидкість переміщення фронту масопередавання, м/сек; τ – час адсорбційної дії поглинального шару (емпірична величина), сек. Швидкість руху фронту масопередавання визначають за формулою

$$V_{\Phi P} = \frac{V_y \cdot C_o}{\varepsilon \cdot C_o + C_K^*}, \quad (12.24)$$

де C_o – початкова концентрація адсорбованого газу в суміші, кг/м³; C_K^* – концентрація адсорбованого газу в шарі адсорбенту в умовах динамічної рівноваги, кг/м³; ε – щільність шару адсорбенту.

Під час розрахунку процесів десорбції обчислюють тривалість процесу і витрати речовини, що сприяє десорбції (водяної пари, повітря та ін.) Як правило, всі розрахунки виконують на основі експериментальних даних.

Задачі до розділу 12

Задача 12.1. Знайти масу адсорбенту густиною $\rho = 300$ кг/м³, який завантажується в адсорбер діаметром $D = 1$ м, щільність адсорбенту $\varepsilon = 5$, початкова концентрація газу $C_o = 0,01$ кг/м³, кінцева концентрація газу $C_K^* = 10$ кг/м³, час роботи установки між регенераціями $\tau = 8$ годин, витрати повітря $L_{\Pi} = 100$ м³/год.

Розв'язання

1. Обчислюємо умовну швидкість в перерізі адсорбера, м/с,

$$V_y = \frac{1,28 \cdot L_C}{3600 \cdot D^2} = 0,0355.$$

2. Швидкість руху фронту масопередавання визначають за формулою, м/с,

$$V_{\Phi P} = \frac{V_y \cdot C_o}{\varepsilon \cdot C_o + C_K^*} = \frac{0,0355 \cdot 0,01}{5 \cdot 0,01 + 10} = 3,53 \cdot 10^{-5}.$$

3. Висота активної зони, м,

$$h = V_{\phi p} \cdot \tau \cdot 3600 = 1,02 .$$

4. Маса адсорбенту, кг,

$$M = h \cdot F_A \cdot \rho_A = 1,02 \cdot \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \cdot 300 = 240 .$$

ДОДАТКИ

Додаток А
Тестові питання для контролю знань за темами

Тема. Термодинаміка

1. Термодинаміка – це наука....
2. Види термодинаміки...
3. Хімічна термодинаміка вивчає процеси...
4. Загальна термодинаміка вивчає...
5. Технічну термодинаміку застосовують для...
6. Термодинамічна система – це....
7. Ізольована термодинамічна система – це
8. Закрита термодинамічна система – це...
9. Що являють собою термодинамічні параметри?
10. Наведіть приклад деяких термодинамічних параметрів.
11. Внутрішні параметри системи залежать ...
12. Зовнішні параметри системи залежать ...
13. Тиск – це...
14. Назвіть декілька одиниць вимірювання тиску.
15. Питомий об'єм – це...
16. Температура – це параметр...
17. Стан термодинамічної системи, що не змінюється із часом, називається...
18. Термодинамічний процес називають рівноважним
19. Чим відрізняється нерівноважний стан від рівноважного?
20. Рівноважний прямий термодинамічний процес пов'язаний із розширенням чи стисканням робочого тіла?
21. Оборотними називають процеси, що...
22. Чому саме газ найчастіше застосовується як робоче тіло?
23. Реальний газ – це газ....
24. Ідеальний газ – це газ...

25. Один моль води важить...
26. Нормальні умови – це....
27. Фізичний зміст газової сталої...
28. Закон Авогадро: молі різних газів...
29. Універсальна газова стала...
30. Рівняння Менделєєва – Клапейрона...
31. Співвідношення $\frac{M}{\mu}$ – це...
32. Що являють собою сили Ван-дер-Ваальса?
33. Види сил Ван-дер-Ваальса:...
34. Записати рівняння Ван-дер-Ваальса для одного моля речовини.
35. Як ураховуються сили відштовхування в рівнянні Ван-дер-Ваальса?
36. Що являє собою заборонений об'єм і як його визначити?
37. Перелічіть способи задання газових сумішей.
38. Сформулюйте закон Дальтона.
39. Теплоємність газу – це...
40. Види теплоємностей:...
41. Ізохорна теплоємність – це...
42. Чим середня теплоємність відрізняється від істинної?
43. Від чого залежить теплоємність твердих тіл?
44. Від чого залежить теплоємність рідин?
45. Запишіть формулу для визначення кількості теплоти, необхідної для нагрівання декількох молей газу.
46. Від чого залежить теплоємність газів?
47. Ізобарна теплоємність – це...
48. Запишіть рівняння Маєра.
49. Повна енергія термодинамічної системи складається з ...
50. Від чого залежить кінетична енергія термодинамічної системи?
51. Від чого залежить потенційна енергія термодинамічної системи?

52. Перелічіть складові внутрішньої енергії.
53. Термодинамічні складові внутрішньої енергії ідеального газу.
54. Термодинамічні складові внутрішньої енергії реального газу.
55. Зміна енергії електронних оболонок атомів спостерігається під час...
56. Якщо термодинамічна система пройшла через ряд проміжних станів і повернулася у вихідний стан, то повна зміна її внутрішньої енергії дорівнює
57. Зміна внутрішньоядерної енергії спостерігається під час...
58. Газ виконує роботу, коли...
59. В ізобарному процесі робота ...
60. В ізохорному процесі робота ...
61. Сформулюйте перший закон термодинаміки.
62. Підведена до тіла кількість теплоти вважається позитивною чи негативною?
63. При стисканні робочого тіла робота зовнішніх сил вважається додатною чи від'ємною?
64. В ізохорному процесі внутрішня енергія газу залежить....
65. Перший закон термодинаміки визначає кількісне співвідношення в процесах перетворення ...
66. Формулювання 2-го закону термодинаміки Клаузіуса: теплота самостійно може переходити лише...
67. Для передачі теплоти від холодного тіла до гарячого необхідно...
68. Чи можливо створити тепловий двигун, у якому теплота повністю перетвориться в роботу?
69. Ентальпія ідеального газу за температури T дорівнює...
70. Приведеною теплотою називають співвідношення...
71. Який зв'язок між ентропією системи і приведеною теплотою?
72. Адіабатним називають процес, у якому...

73. В адіабатному процесі робота, котру виконує газ, здійснюється за рахунок (збільшення/зменшення) його внутрішньої енергії.
74. Зміна стану ідеального газу в адіабатному процесі описується рівнянням...
75. Показник адіабати залежить від...
76. Показник адіабати визначають як співвідношення
77. Політропним називають процес, який описується рівнянням...
78. Якщо показник політропи $n=0$, то процес....
79. Якщо показник політропи $n=1$, то процес....
80. Якщо показник політропи $n=k$, то процес....
81. Для безпосереднього вимірювання відносної вологості застосовується прилад...
82. Насиченим називається повітря...
83. Ненасиченим називається повітря....
84. Для визначення головних характеристик вологого повітря використовується прилад...
85. Вологим повітрям називається парогазова суміш, що складається з...
86. Перелічіть головні характеристики вологого повітря.
87. Точка роси - це температура...
88. Температура «мокрого» термометра визначається за допомогою приладу...
89. Сума парціального тиску сухого повітря і водяних парів дасть...
90. Відносна вологість – співвідношення...
91. Якщо продовжувати охолоджувати повітря з $\varphi = 100\%$, то
92. Абсолютна вологість – це...
93. Вологовміст – це...
94. Ентальпія вологого повітря складається з трьох частин:....
95. Кутовий коефіцієнт променя процесу – це співвідношення...
96. Процес нагрівання повітря на I-d-діаграмі йде по лінії...

97. Процес охолодження повітря на I-d-діаграмі йде по лінії...
98. Адіабатний процес на I-d-діаграмі йде по лінії...
99. Для ізотермічного процесу кутовий коефіцієнт ε

Тема. Теплообмін

1. Теорія теплообміну – це наука про
2. Види теплообміну...
3. Теплопровідність – це обмін енергією, який відбувається ...
4. Конвекція – це перенесення теплоти в результаті...
5. Обов'язковою умовою перенесення теплоти від одного тіла до іншого є...
6. Теплове випромінювання – це процес перенесення теплоти за допомогою...
7. Передача теплоти в газах відбувається за рахунок....
8. З підвищенням температури теплопровідність газів (зростає / не змінюється / зменшується).
9. Передача теплоти в рідинах відбувається за рахунок
10. Передача теплоти в металах відбувається за рахунок
11. Передача теплоти в неметалах відбувається за рахунок
12. Найбільшу теплопровідність має
13. При зволоженні щільних матеріалів їх теплопровідність....
14. Вільною конвекцією називають перемішування рідини або газу, обумовлене...
15. Питомий тепловий потік – це тепловий потік...
16. Вимушеною конвекцією називають перемішування рідини чи газу, обумовлене...
17. Перелічіть види конвективного теплообміну.
18. Інтенсивність теплообміну більша при (вільній/ вимушеній) конвекції.
19. Швидкість зміни температури тіла за проміжок часу пропорційна ...
20. Температурне поле – це сукупність

21. Ізотермічною поверхнею називають геометричне місце точок з
22. Температурне поле, яке змінюється із часом, називають...
23. У чому полягає відмінність між коефіцієнтом теплообміну і коефіцієнтом теплопередачі?
24. Перелічіть фактори, що впливають на коефіцієнт теплопровідності.
25. Одиниця виміру коефіцієнта теплопровідності...
26. При замерзанні вологи теплопровідність щільстих матеріалів...
27. Стаціонарний тепловий потік через одношарову плоску стінку прямо пропорційний...
28. Опір теплопередачі багатошарової стінки визначають як
29. Температурне поле циліндричної стінки в стаціонарних умовах має (лінійний, нелінійний) характер.
30. Температуропровідність матеріалу – це співвідношення...
31. Кількість теплоти, що переноситься за одиницю часу, називають ...
32. Запишіть оператор Лапласа.
33. Рівняння Ньютона: кількість теплоти, що передається від теплообмінної поверхні до навколишнього середовища, прямо пропорційна...
34. Часові умови бувають двох видів:...
35. Граничні умови визначають ...
36. Гранична умова 1-го роду ...
37. Гранична умова 2-го роду ...
38. Гранична умова 3-го роду ...
39. Гранична умова 4-го роду
40. Якщо граничні умови біля поверхонь різні, то кажуть, що вони ...
41. Співвідношення δ/λ називають...
42. Джерелами теплового випромінювання є ...
43. Що являє собою інфрачервоне випромінювання?

44. Закон Віна застосовується для визначення ...
45. Згідно із законом Стефана – Больцмана інтегральна інтенсивність випромінення пропорційна...
46. Коефіцієнт опромінення вказує...
47. Укажіть три головні властивості променевих теплових потоків:...
48. Випромінення, що потрапляє на поверхню, розподіляється на три частини:...
49. Властивість замкненості показує...
50. Властивість взаємності ...
51. Властивість розподіленості...
52. Що являє собою коефіцієнт випромінення?
53. Назвіть три випадки визначення приведенного коефіцієнта випромінення.
54. Що являють собою сірі поверхні?
55. Формула для точного визначення середньорадіаційної температури.
56. Формула для наближеного визначення середньорадіаційної температури.
57. Конвективним називають теплообмін...
58. Структура прилеглої шару рідини біля поверхні.
59. Який рух рідини називають ламінарним?
60. Два шляхи передачі теплоти в умовах конвекції:...
61. Який рух рідини називають турбулентним?
62. Фактори впливу на коефіцієнт теплообміну:...
63. Коефіцієнт теплообміну показує...
64. Перелічіть критерії подібності:...
65. Критерій Грасгофа відображає співвідношення між...
66. Критерій Нуссельта характеризує ...
67. Критерій Рейнольдса відображає співвідношення між...
68. Перша теорема подібності: подібні явища мають...

69. Друга теорема подібності: залежність між фізичними величинами, що характеризують явища, можна подати у вигляді....
70. Як пов'язані між собою коефіцієнт теплопередачі й опір теплопередачі?
71. Які процеси входять до складу теплопередачі?
72. Коефіцієнт теплопровідності показує...
73. У теплообмінних апаратах відбувається
74. За способом передачі теплоти апарати поділяють на
75. За режимом роботи теплообмінні апарати поділяють на ...
76. Якщо процес теплообміну не супроводжується фазовими переходами в теплообмінних середовищах, то такі апарати називають...
77. Якщо процес теплообміну супроводжується фазовими переходами в теплообмінних середовищах, то такі апарати називають...
78. Якщо основна частина тепла витрачається на здійснення фазових переходів, такі теплообмінники називають ...
79. За взаємним напрямком теплоносіїв теплообмінники поділяють на ...
80. Найбільш ефективно використовується площа поверхні теплообміну в ... теплообмінниках.
81. Прямотечію застосовують, коли...
82. Перехресну течію застосовують при...
83. Конструктивний розрахунок апаратів виконують для визначення...
84. Перевірний розрахунок апаратів виконують для визначення...

Тема. Масообмін

1. Масообмін – це
2. Розрізняють два варіанти масообміну:...
3. Абсорбція – це процес...
4. Десорбція – це процес...
5. Екстракція – це...

6. Ректифікація – це...
7. Адсорбція – це процес...
8. Кристалізація – це...
9. Масопередавання називають перехід речовини ...
10. Стан динамічної рівноваги – це термодинамічний стан системи, при якому...
11. Рушійною силою процесу масообміну є...
12. Масопередавання – це складний процес, який складається з
13. Масовіддачею називається процес...
14. Існує два види межі поділу статичних фаз:
15. Молекулярна дифузія в газах і розчинах рідин відбувається в результаті...
16. Коефіцієнт молекулярної дифузії показує...
17. З підвищенням тиску коефіцієнт дифузії газів (збільшується/зменшується/не змінюється).
18. Зі зростанням температури коефіцієнт дифузії (збільшується/зменшується/не змінюється).
19. Конвективна дифузія – це дифузія речовини в ...
20. Кількість речовини, що переноситься в межах фази внаслідок турбулентної дифузії, пропорційна...
21. Перший закон Фіка: кількість речовини, яка перемістилася, пропорційна....
22. Швидкість конвективної дифузії (більша/ менша/ дорівнює) швидкості молекулярної дифузії.
23. В умовах вільної конвекції критеріальне рівняння масообміну має вигляд...
24. Розрізняють два види масообміну....
25. Відомо два види абсорбції:....
26. За створенням поверхні масообміну абсорбери поділяють на ...

27. Хімічна адсорбція ґрунтується на ...
28. Фізична адсорбція ґрунтується на ...
29. Закон Генрі: парціальний тиск газу над розчином пропорційний ...
30. Кількість адсорбованого газу залежить від...
31. Одиниця вимірювання питомої поверхні контакту фаз...
32. Як адсорбенти використовують матеріали, що мають ...
33. Формулу Фрейндліха застосовують для визначення....
34. Рівняння Ленгмюра застосовують для визначення ...
35. Процес адсорбції супроводжується (зниженням/підвищенням) парціального тиску парів поглинутої речовини.
36. Залежно від характеру процесу адсорбери поділяють на:...
37. У процесі адсорбції (поглинається теплота/ виділяється теплота/ кількість теплоти не змінюється).
38. Коефіцієнт масовіддачі на поверхні зерен адсорбенту обчислюють за допомогою...
39. Два головні методи десорбції:...

Додаток Б. Середня мольна теплоємність різних газів

Таблиця Б.1

Значення середньої мольної теплоємності різних газів $\mu_{c_p} \Big|_0^t$

(кДж/(моль·град)) при $p=\text{const}$ (за даними М.П. Вукаловича, В.О. Кириліна, В.М. Тимофєєва)

t, °C	O ₂	N ₂ , атмосф.	H ₂	CO	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	Повітря
0	29,2783	29,0228	28,6208	29,1275	35,8650	38,8590	33,5033	29,0773
100	29,5421	29,0521	28,9391	29,1819	38,1179	40,6596	33,7462	29,1568
200	29,9357	29,1359	29,0773	29,3076	40,0650	42,3346	34,1231	29,3034
300	30,4047	29,2908	29,1275	29,5211	41,7609	43,8839	34,5795	29,5253
400	30,8820	29,5044	29,1903	29,7933	43,2558	45,2239	35,0945	29,7933
500	31,3385	29,7682	29,2531	30,1032	44,5790	46,3963	35,6347	30,0990
600	31,7656	30,0487	29,3201	30,4298	45,7599	47,3594	36,2000	30,4088
700	32,1550	30,3460	29,4122	30,7564	46,8193	48,2388	36,7946	30,7271
800	32,5067	30,6392	29,5211	31,0746	47,7698	48,9507	37,3976	31,0328
900	32,8292	30,9281	29,6509	31,3803	48,6240	49,6206	38,0132	31,3259
1000	33,1223	31,2003	29,7933	31,6693	49,3987	50,1650	38,6245	31,6023
1100	33,3903	31,4599	29,9482	31,9414	50,1064	50,6675	39,2317	31,8661
1200	33,6373	31,7111	30,1115	32,1969	50,7471	51,0862	39,8305	32,1131
1300	33,8676	31,9456	30,2916	32,4314	51,3291	—	40,4125	32,3476
1400	34,0812	32,1676	30,4717	32,6575	51,8651	—	40,4820	32,5695
1500	34,2864	32,3769	30,6517	32,8627	52,3550	—	41,5306	32,7789
1600	34,4790	32,5695	30,8360	33,0553	52,8073	—	42,0624	32,9715
1700	34,6632	32,7538	31,0160	33,2357	53,2260	—	42,5816	33,1558
1800	34,8391	32,9213	31,1961	33,4070	53,6112	—	43,0757	33,3233
1900	35,0108	33,0846	31,3761	33,5661	53,9672	—	43,5447	33,4866
2000	35,1741	33,2353	31,5520	33,7127	54,2980	—	44,0011	33,6457
2100	35,3332	33,3819	31,7279	33,8551	54,6036	—	44,3990	33,7923
2200	35,4882	33,5201	31,8954	33,9849	54,8884	—	44,8596	33,9305
2300	35,6389	33,6457	32,0629	34,1105	55,1522	—	45,2616	34,0644
2400	35,7897	33,6834	32,2262	34,2278	55,3993	—	45,6510	34,1901
2500	35,9320	33,8802	32,3895	34,3408	55,6254	—	46,0237	34,3115
2600	36,0744	—	32,5444	—	—	—	46,3880	—
2700	36,2126	—	32,6952	—	—	—	46,7355	—
2800	—	—	—	—	—	—	47,0663	—
2900	—	—	—	—	—	—	47,3846	—

Додаток В. I-d-діаграма вологого повітря при 745 мм.рт.ст.

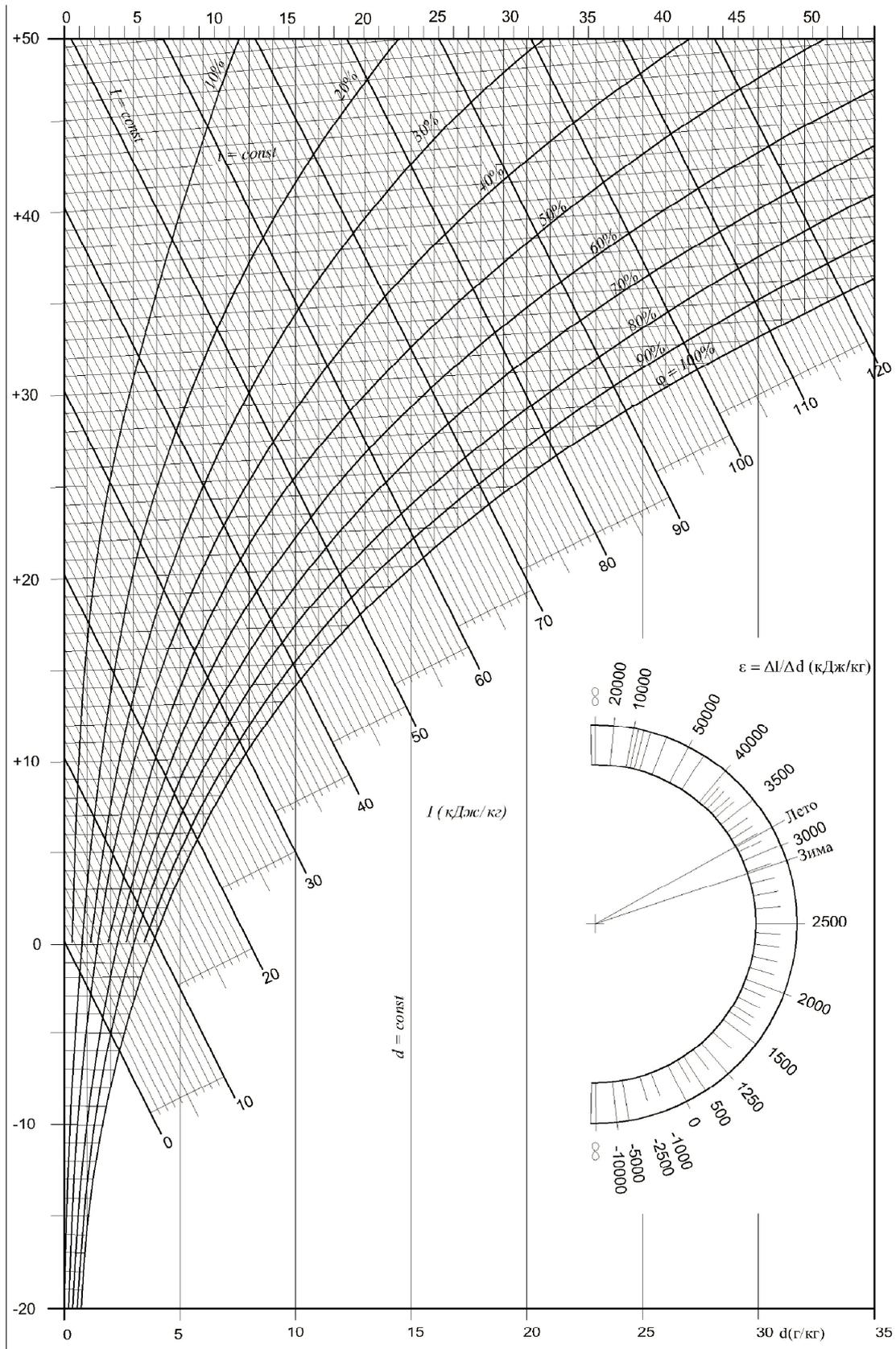


Рис. В.1. I-d-діаграма вологого повітря при 745 мм.рт.ст.

Додаток Г. Діаграми для визначення коефіцієнтів опромінення

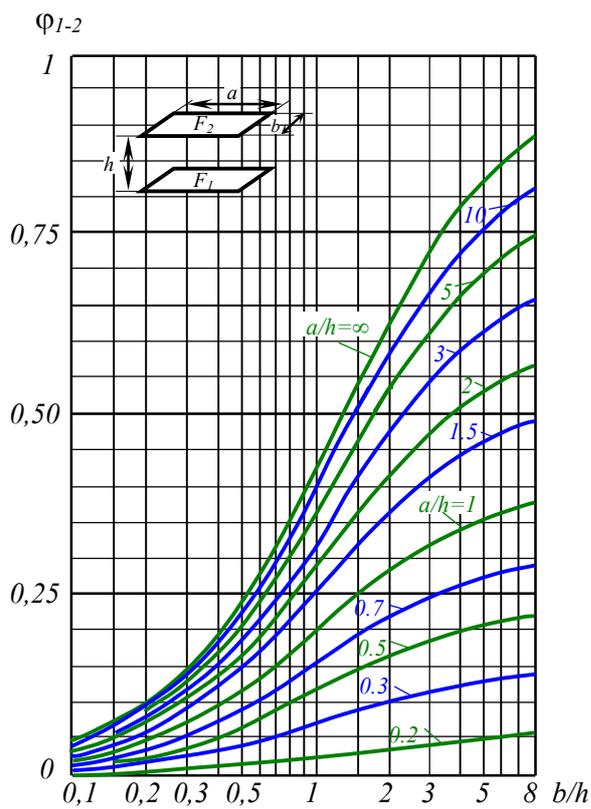


Рис. Г.1. Діаграма для визначення коефіцієнта опромінення для паралельно розташованих поверхонь

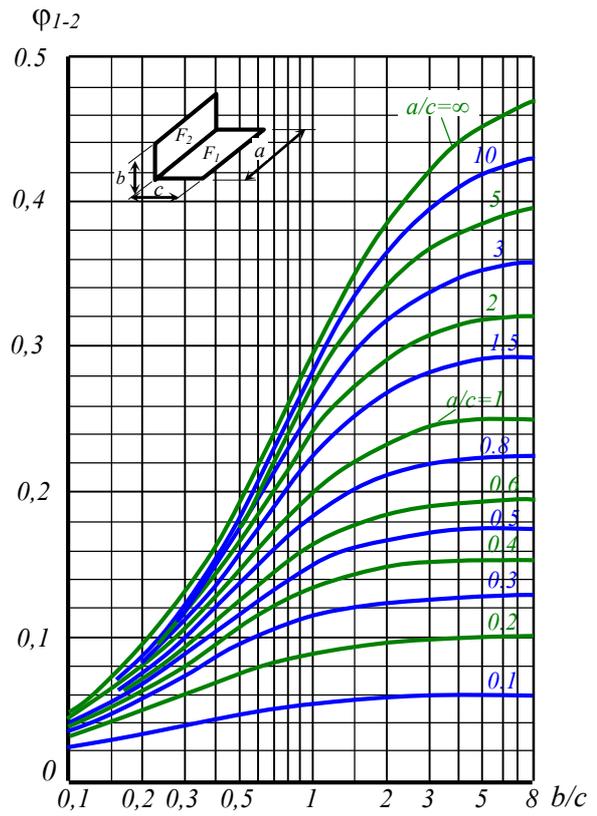


Рис. Г.1. Діаграма для визначення коефіцієнта опромінення для перпендикулярно розташованих поверхонь

Додаток Д. Теплофізичні параметри повітря при різних значеннях його температури

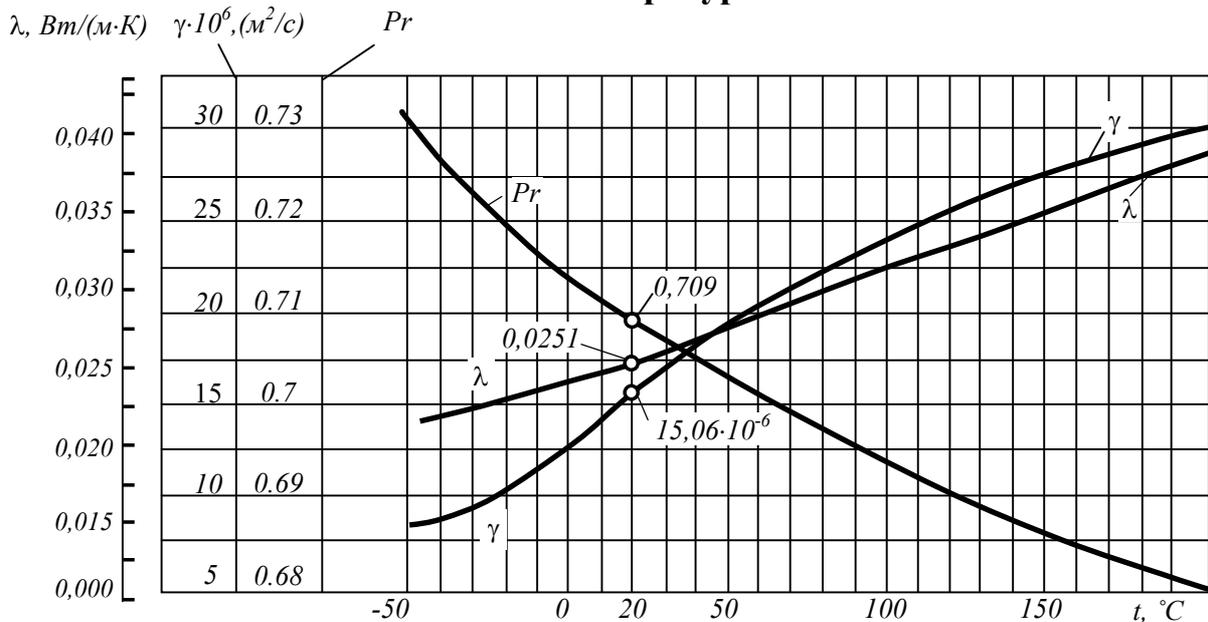


Рис. Д.1. Графік залежності λ, γ повітря від значення його температури

Додаток Е. Теплотехнічні характеристики кожухотрубних теплообмінників

Таблиця Е.1

Теплообмінники водо-водяні кожухотрубні ОСТ 34-602-68

№	Розміри		Кіл-ть трубок, шт	Поверхня нагріву, м ²	Живий переріз, м ²		Еквівалентний міжтрубний діаметр, мм
	Dз, мм	L, м			трубок	між-трубний	
1	57	2	4	0,37	0,00116	0,00062	13
2	57	4	4	0,75	0,00116	0,00062	13
3	76	2	7	0,65	0,00233	0,00108	16,4
4	76	4	7	1,31	0,00233	0,00108	16,4
5	89	2	12	1,11	0,00287	0,00185	13,3
6	89	4	12	2,24	0,00287	0,00185	13,3
7	114	2	19	1,76	0,005	0,00293	15,5
8	114	4	19	3,54	0,005	0,00293	15,5
9	168	2	37	3,4	0,0122	0,0057	20,7
10	168	4	37	6,9	0,0122	0,0057	20,7
11	219	2	64	5,59	0,02079	0,00985	21,5
12	219	4	64	12	0,02079	0,00985	21,5
13	273	2	109	10	0,03077	0,01679	19,6
14	273	4	109	20,3	0,03077	0,01679	19,6

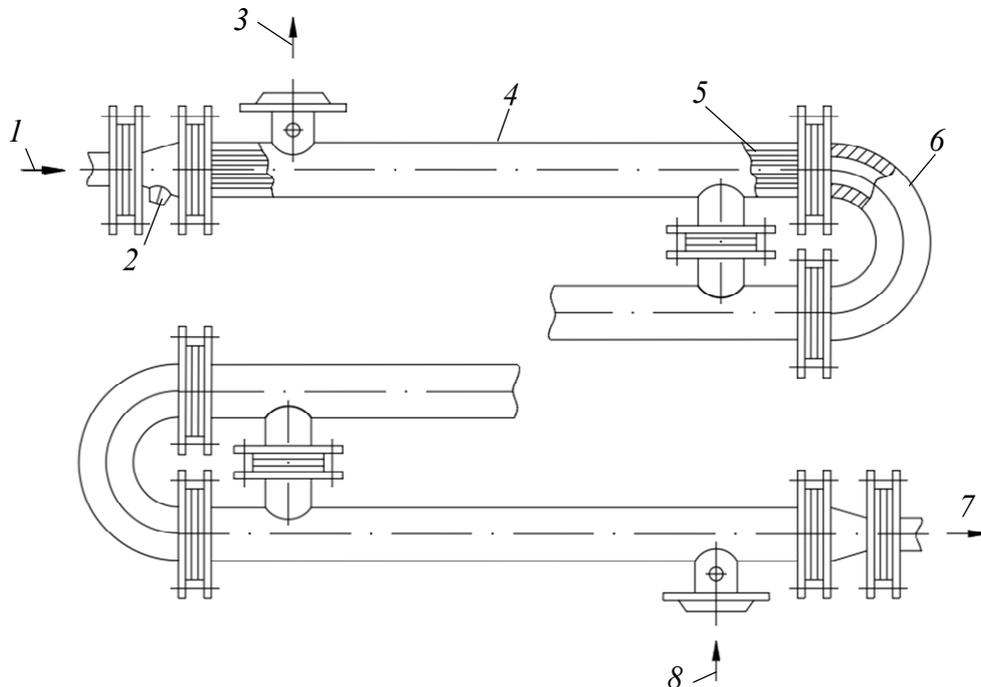


Рис. Е.1. Конструкція водо-водяного кожухотрубного теплообмінника (за схемою протитечії):

1 – вхід нагрівальної води; 2 – гільза для встановлення термодатчика; 3 – вихід підігрітої води; 4 – корпус секції підігрівача; 5 – латунні трубки; 6 – калач; 7 – вихід нагрівальної води; 8 – вхід нагрівної води

Перелік літературних джерел

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1986. – 496 с.
2. Кушнырев В.И., Лебедев В.И., Павленко В.А. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Стойиздат, 1986. – 457 с.
3. Швець І.Т., Голубинський В.Г. Загальна теплотехніка. – К.: Вища школа, 1976. – 470 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1978. – 319 с.
5. Тихомиров К.В., Сергеенко Э.С. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1991. – 480 с.
6. Сборник задач по технической термодинамике / под ред. Юдаева Б.Н. – М.: Высшая школа, 1968. – 373 с.
7. Сборник задач по технической термодинамике / под ред. Юдаева Б.Н. – М.: Высшая школа, 1984. – 340 с.
8. Юдаев Б.М. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1986. – 479 с.
9. Шпильрайн Э.Э., Кессельман П.М. Основы теории теплофизических свойств веществ. – М.: Энергия, 1977. – 248 с.
10. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
11. Шалугін В.С., Шмандій В.М. Процеси та апарати промислових технологій: навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – 392 с.
12. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1952. – 390 с.
13. Кирилін В.А. Технічна термодинаміка. – К.: Вища школа, 1982. – 495 с.
14. Вулкалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1965. – 516 с.
15. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – 2-е изд. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
16. Колієнко А.Г. Термодинаміка: навчальний посібник. – Львів: ЕКОінформ, 2006. – 130 с.

**Богдан Кутний,
Олександра Череднікова**

**ТЕРМОДИНАМІКА, ТЕПЛОМАСООБМІН І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА
НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ
101 «ЕКОЛОГІЯ», 144 «ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»
ВСІХ ФОРМ НАВЧАННЯ**

Комп'ютерна верстка О.В. Череднікова
Редактор Я.В. Новічкова