



Національний університет
водного господарства
та природокористування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

М.А. ПРИХОДЬКО, Г.Г. ГЕРАСИМОВ



ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальний посібник

Для студентів технологічних та енергетичних спеціальностей
вищих навчальних закладів

Рівне 2008

Національний університет
УДК 536.7:536.24 (075.8)
ББК 3131 природокористування
П 68

*Затверджено вченою радою Національного університету водного господарства та природокористування,
(Протокол № 10 від 26 жовтня 2007 р.)*

Рецензенти:

Никифорович Є.І., доктор фізико-математичних наук, професор Національної Академії Наук України;

Безродний М.К., доктор технічних наук, професор Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”;

Гіроль М.М., доктор технічних наук, професор Національного університету водного господарства та водокористування.

Приходько М.А., Герасимов Г.Г.

П 68 Термодинаміка та теплопередача. Навчальний посібник. - Рівне: НУВГП, 2008.- 250 с.: іл.

Викладено закони термодинаміки та їх застосування до аналізу кругових процесів і циклів теплових двигунів і холодильних установок. Розглянуто задачі теплопровідності, конвективного теплообміну і теплового випромінювання, а також основи розрахунків відповідних теплообмінних апаратів. Висвітлені основи виконання теплоізоляції, наведені пристрої і системи тепlopостачання та кондиціонування повітря, види палива, основи теорії горіння, а також конструкції парових і водогрійних котлів.

УДК 536.7:536.24 (075.8)

ББК 3131

© М.А.Приходько, Г.Г.Герасимов, 2008

© Національний університет водного господарства та природокористування, 2008



Прискорений економічний розвиток країни залежить від удосконалення структури паливно-енергетичного комплексу. Поряд з нарощуванням видобутку палива і виробництвом енергії ця проблема вирішується шляхом впровадження активної енергозберігаючої політики у всіх галузях народного господарства. Більшість сучасних виробництв супроводжується тепло-технологічними процесами, від правильності проведення яких залежать продуктивність і якість виробів. В зв'язку з цим, а також при необхідності створення безвідходних технологій і охорони довкілля, зростає роль теплотехніки, теоретичну базу якої становить термодинаміка і теплопередача.

В питаннях енергозбереження значну роль відіграють використання нетрадиційних джерел енергії, концепції когенерації і термoeкономічної оптимізації енергетичних систем.

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

1.1 Предмет термодинаміки та її методи

Термодинаміка як розділ фізики вивчає закономірності перетворення енергій в різних процесах, які супроводжуються тепловими явищами, а також властивості тіл, що приймають участь в цих перетвореннях.

Термодинаміка належить до галузі макрофізики. Якщо мікрофізика (фізика мікрочастинок) досліджує об'єкти з врахуванням їх мікроскопічної структури (електрони, протони, атоми, молекули, фотони тощо), то макрофізика розглядає об'єкти, приписуючи їм властивості суцільного середовища. Об'єкти видимого нам світу складаються з великої кількості мікрочастинок ($\approx 10^{20} \dots 10^{25}$ частинок). Любе тіло (об'єкт), яке складається з великої кількості частинок, називається *макроскопічною системою*. Розміри макроскопічної системи значно більші розмірів атомів і молекул. Величини, які вимірюються в експериментах, є результатом сумарної дії величезної кількості мікроскопічних частинок, без врахування впливу кожної окремої частинки. Подібні величини називаються *макроскопічними, феноменологічними чи термодинамічними* параметрами. Наприклад такими параметрами є об'єм, густина, тиск, теплоємність, намагнічування і ін.

В основу термодинамічного методу досліджень покладено узагальнені закономірності, які отримані в результаті нагромадження і наукового аналізу величезного експериментального матеріалу. Ці закономірності підтверджені всім досвідом природничих наук і мають високий ступінь достовірності, що дозволяє розглядати їх як закони природи.

Перший закон – встановлює кількісні співвідношення в процесі взаємного перетворення енергій і являє собою прикладання всезагального закону збереження і перетворення енергій до теплових процесів.

Другий закон встановлює певний напрямок змін в природних (необоротних) процесах обміну енергій і визначає якісну відміну теплоти від інших форм передачі енергії.

Третій закон пояснює поведінку речовини при температурі, яка прямує до абсолютного нуля.

Нехтуючи мікроскопічною будовою речовини, термодинаміка враховує прихований тепловий рух мікроскопічних частинок, зовнішньою ознакою якого є температура. Це положення важливе настільки, що його іноді називають *нульовим законом*, підкреслюючи цим його принципове значення як вихідної передумови. Формулюється цей закон у формі аксіоми: **всі тіла при тепловій рівновазі мають температуру.**

Загальною задачею термодинаміки є вивчення законів перетворення енергії в різних фізико-хімічних процесах, які протікають в макроскопічних системах і супроводжуються тепловими ефектами. В *технічній термодинаміці* досліджуються процеси, які супроводжують обмін енергією в тепловій і механічній формах. Таким чином, технічна термодинаміка – це теорія дії теплових машин, які складають основу сучасної енергетики.

Тепло і робота.

Досвід показує, що тіла в процесі їх взаємодії передають одне одному певну кількість енергії. Передача енергії від одного тіла до другого може здійснюватися двома шляхами.

Перший спосіб полягає у виконанні роботи одного тіла над іншим. При цьому збільшення енергії одного тіла викликано виконанням роботи над іншим тілом. Робота, яка виконана тілом, вважається додатною, а виконана над тілом – від’ємною.

Передача енергії тілу шляхом виконання роботи над ним супроводжується змінами зовнішніх умов, в яких знаходиться тіло. Наприклад, зміна зовнішнього тиску на тіло або зміна його об’єму, а також переміщення тіла як цілого, так і його окремих частин.

Другий спосіб полягає в переході енергії від більш нагрітого тіла до менш нагрітого. В цьому випадку процес передачі енергії не є результатом виконання роботи одного тіла над іншим і не супроводжується зміною зовнішніх умов. Енергія, яка в цих обставинах поглинається менш нагрітим тілом, називається *теплом*. Тому поглинання тепла менш нагрітим тілом супроводжується підвищенням його температури. При цьому поглинуте тепло вважається додатнім, а тепло, яке віддається – від’ємним.

Згідно молекулярно-кінетичної теорії матерії тепло – це результат хаотичного руху мікроскопічних частинок, які складають тіло. В цьому плані передача енергії являє собою мікроскопічну форму. Вона реалізується або шляхом безпосередньої молекулярної взаємодії обох тіл, тобто через обмін енергіями між частинками, що хаотично рухаються, або шляхом випромінювання енергії одним тілом і поглинання іншим.

Робота, на відміну від тепла, являє собою макрофізично впорядковану форму передачі енергії шляхом механічної взаємодії тіл. В цьому полягає якісна відмінність понять „робота” і „теплота”.

Ідеальні і реальні гази.

Перетворення теплоти в механічну роботу в теплових установках відбувається при участі *робочого тіла, яким є газ або пара*. Гази, які зустрічаються на практиці, називаються *реальними*. Молекули цих газів мають кінцевий об'єм, форму, між ними існують сили тяжіння, які суттєво впливають на параметри газу. Молекули газу, який вміщено в посудину, знаходяться в безперервному хаотичному русі. Крім цього між молекулами існують сили зчеплення, тому вони мають ще і певну силу потенціальної взаємодії, яка залежить від відстані між ними. Для спрощення вивчення властивостей газоподібного робочого тіла введено поняття – *ідеальний газ*.

Ідеальним називають уявний газ, в якому молекули розглядаються як матеріальні точки (що мають масу і не мають об'єму), між якими відсутні сили взаємодії. При великих об'ємах, малих тисках і високих температурах властивість реальних газів наближається до ідеальних. Це дозволяє вести розрахунки для реальних газів за рівняннями, які виведені для ідеальних газів.

1.2. Термодинамічна система

Термодинамічною системою називається макроскопічне тіло або система тіл, що відділяються від оточуючого середовища за певною ознакою. Відділення тут розуміється, як справжнє виділення за допомогою роздільних поверхонь, які називаються контрольними. Разом з тим, не виключено і умовне уявне відділення системи з оточуючого середовища.

Термодинамічна система, яка не може обмінюватися теплом із оточуючим середовищем, називається *теплоізованою чи адіабатичноізованою системою*. Прикладом адіабатичної ізованої системи є газ, поміщений в посудину, стінки якої рухливі, але ідеально теплоізовані. Таку ідеальну теплоізоляційну оболонку називають *адіабатичною оболонкою*.

Система, поміщена в адіабатичну оболонку, яка робить неможливою, поряд з тепловою, механічну взаємодію з оточуючим середовищем або обмін з ним речовиною називається *замкненою чи ізованою*. Ізована система з часом приходить в стан термодинамічної рівноваги і не може спонтанно (самовільно) вийти з цього стану.

Систему, що складається з однієї фази речовини, називають *гомогенною*. Прикладами гомогенних систем можуть служити різні гази в балонах, розчин солі у воді, кристал, кусок сплаву і ін. Розчином називається однорідна фізико-хімічна система, в якій одна речовина рівномірно розподілена в іншій. Причому в розчині взаємозв'язок речовин відбувається на рівні молекул.

Система, що складається з кількох гомогенних систем, відокремлених одна від одної поверхнями розділу, називається *гетерогенною*. Гетерогенний

означає складений з різних за походженням і складом частин, тобто неоднорідний. Прикладом гетерогенної системи можуть бути: насичений розчин солі з твердими кристалами в закритій посудині і з розміщеною над ними парою, двигуни, холодильники, біологічні організми, від найпростіших клітин до вищих тварин. Крім того, існують колоїдні, кластерні і фрактальні структури. Колоїд – це речовина, що не кристалізується (білок, крохмаль, клей і т. ін.) і розчини якої не проникають крізь тваринні і рослинні перетинки. Кластер – система з великої кількості слабо пов'язаних атомів або молекул. Кластери не можна віднести до гетерогенних структур або розчинів. Фрактали – структури, які складаються з частин, що в якомусь розумінні подібні цілому.

Система, властивості якої в усіх її частинах або напрямках (x, y, z) однакові, називається *однорідною* (ізоморфною).

1.3. Параметри стану термодинамічної системи і одиниці вимірювання

Макроскопічні величини, що характеризують стан системи в цілому, називаються *термодинамічними параметрами*.

Стан системи цілком визначається обмеженим числом термодинамічних параметрів, які називаються *незалежними*. Всі інші термодинамічні параметри, що виражаються через ці незалежні параметри, є *залежними параметрами*.

Термодинамічні параметри, що описують зовнішній вплив на систему, називаються *зовнішніми*. Термодинамічні параметри, що описують внутрішній стан системи, при заданих зовнішніх параметрах, називаються *внутрішніми*.

Термодинамічні параметри пропорційні масі системи називають екстенсивними або адитивними, наприклад, питомий об'єм, ентропія. Термодинамічні параметри, незалежні від маси системи, називаються *інтенсивними*, наприклад, температура, тиск.

Параметри, за допомогою яких описуються процеси взаємного перетворення тепла і роботи, називаються *термодинамічними параметрами*. До основних термодинамічних параметрів відносяться: питомий об'єм v , абсолютний тиск p і абсолютна температура T .

Питомий об'єм v являє собою об'єм одиниці маси (1 кг) речовини. Якщо однорідне тіло масою M займає об'єм V , то за означенням

$$v = V/M. \quad (1.1)$$

В системі СІ одиницею виміру питомого об'єму є $\text{м}^3/\text{кг}$.

Тиск p чисельно рівний силі F , що діє по нормалі на одиницю площі поверхні A тіла, тобто

$$p = F/A. \quad (1.2)$$



В системі СІ за одиницю виміру тиску прийнято Паскаль (Па) - $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Оскільки ця одиниця мала, зручно використовувати кілопаскаль, $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$; або мегапаскаль, $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$ і позасистемну одиницю $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$.

В системі СГС за одиницю тиску прийнята технічна атмосфера *ат*, яка іноді ще використовується на практиці; $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$.

Між технічною атмосферою і Паскалем має місце таке співвідношення

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = \frac{1 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2}{10^{-4} \text{ м}^2} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98,1 \text{ кПа} = 0,981 \text{ бар}$$

Іноді виникає необхідність вимірювати тиск за допомогою стовпчика рідини, найчастіше всього це ртуть, вода, спирт. В цьому випадку, за одиницю виміру приймається фізична атмосфера *атм*, під якою розуміють тиск, що чинить стовп ртуті висотою 760 мм, при температурі 0°C на висоті рівня моря.

Зв'язок між фізичною атмосферою і Паскалем встановлюється на основі закону Паскаля, у відповідності з яким, тиск в рідині по всіх напрямках однаковий і тому не залежить від форм стовпа рідини

$$F = pA = \rho gV, \quad (1.3)$$

звідки

$$p = \rho gV/A = \rho gh, \quad (1.4)$$

де *F* – сила, *p* – тиск, *A* – площа, ρ – густина рідини, *g* – прискорення сили тяжіння, *V* – об'єм, *h* – висота стовпа рідини.

Для ртуті $\rho = 13590,4 \text{ кг/м}^3$, тоді при $g=9,81 \text{ м/с}^2$; $h = 0,76 \text{ м}$; визначаємо $p=1 \text{ атм} = 13590,4 \cdot 9,81 \cdot 0,76 = 101325 \text{ Па} = 101,325 \text{ кПа} = 1,01325 \text{ бар} = 0,101325 \text{ МПа} = 1,033 \text{ ат}$.

Приведення показів ртутного барометра до 0°C легко отримати з наступного співвідношення

$$p_{\text{бо}} = p_{\text{б}} (1 - 0,000172 t), \quad (1.5)$$

де $p_{\text{бо}}$ – барометричний тиск, приведений до 0°C ; $p_{\text{б}}$ – дійсний барометричний тиск при температурі повітря $t \text{ }^\circ\text{C}$; 0,000172 – коефіцієнт об'ємного розширення ртуті.

Якщо тиск в замкненому об'ємі прийняти за абсолютний *p*, який більше атмосферного (барометричного) $p_{\text{бар}} = p_{\text{бо}}$, то надлишковий тиск, що вимірюється манометром, становить

$$p_{\text{над}} = p_{\text{ман}} = p - p_{\text{бар}} \quad (1.5)$$

звідки

$$p = p_{\text{ман}} + p_{\text{бар}} = p_{\text{над}} + p_{\text{бар}} \quad (1.6)$$

Необхідно зауважити, що параметром стану є абсолютний тиск. Саме він входить в термодинамічні рівняння.

Якщо тиск в замкненому об'ємі менший за атмосферний, то вважають, що в об'ємі має місце *вакуум*. В цьому випадку, вакуумметр вимірює різницю між атмосферним і абсолютним тиском, тобто вакуум $p_{\text{вак}}$.

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{бар}} - p, \quad (1.7)$$

звідки

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}. \quad (1.8)$$

Згідно з молекулярно-кінетичною теорією матерії тиск p є результатом ударів молекул по поверхні, що обмежує тіло. Він безпосередньо зв'язаний з кінетичною енергією $m\bar{w}^2/2$ поступального руху молекул і дорівнює

$$p = \alpha n \frac{m\bar{w}^2}{3}, \quad (1.9)$$

де m – маса молекули, n – кількість молекул в одиниці об'єму, \bar{w} – середня квадратична швидкість руху молекул.

Коефіцієнт α називається *коефіцієнтом стисливості*. Він залежить від дійсних розмірів молекул і сил міжмолекулярної взаємодії. Для газів, при достатньо малій густині, його значення наближається до одиниці. Для ідеальних газів, молекули яких не мають маси, але мають об'єми хоча і дуже малі, і в середовищі яких відсутні сили міжмолекулярної взаємодії, α буде рівним одиниці.

Середня квадратична швидкість руху молекул \bar{w} визначається за формулою

$$\bar{w} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2}, \quad (1.10)$$

де w_i – швидкість молекули; N – загальне число молекул.

Число n ($1/\text{м}^3$) визначає середню кількість молекул в одиниці об'єму системи. Отже, n можна розглядати як молекулярну густину речовини. Величина n розраховується таким способом. В одному кіломолі речовини чи, що те саме, в μ кг/кмоль речовини міститься $N_A \cdot 10^3$ молекул. Тут $N_A = 6,0228 \cdot 10^{23}$ – число Авогадро, що визначає число молекул в одному молі. За законом Авогадро усі гази при однаковому тиску і температурі вміщують в рівних об'ємах однакове число молекул. В нормальних умовах об'єм одного кіломоля газу становить $22,4 \text{ м}^3$.

В одному м^3 речовини чи, що те саме в $\rho \text{ кг/м}^3$ речовини міститься ρ/μ кіломолей, тобто $(\rho/\mu) \cdot N_A \cdot 10^3$ молекул. Таким чином, число молекул в одиниці об'єму визначається за формулою

$$n = (\rho/\mu) \cdot N_A \cdot 10^3 = \frac{N_A \cdot 10^3}{\mu \cdot v}. \quad (1.11)$$

З урахуванням величини n , а також, приймаючи до уваги, що для ідеальних газів $\alpha = 1$, формулу (1.9) зведемо до вигляду



$$p = \frac{N_A \cdot 10^3}{V_\mu} \cdot \frac{m\bar{w}^2}{3}, \quad (1.12)$$

де враховано, що $V_\mu = v \cdot \mu$ м³/кмоль – об'єм одного кіломоля.

Скалярна величина, яка характеризує рух всередині рівноважної системи називається *температурою*. Температура є одним з інтенсивних (тобто не залежних від маси) параметрів системи, вона є мірою середньої кінетичної енергії теплового руху молекул або атомів. Для нерівноважної системи поняття температури не має змісту.

До поняття температури можна прийти, розглядаючи процес переходу тепла від одного тіла до іншого. Температура визначає напрямок переходу теплоти. Теплота завжди переходить від тіла більш нагрітого до тіла менш нагрітого. Якщо температура обох тіл однакова, то перехід тепла не відбувається. Таким чином, температуру можна розглядати як міру нагрітості тіла.

Вимірювання температури виконується за допомогою термодинамічних пристроїв (термометрів, пірометрів, термопар і ін.), в яких використовується здатність певних речовин змінювати свої властивості із зміною температури. Такі речовини називаються *термометричними*.

Зчитується температура з *температурних шкал*, які поділяються на практичні (емпіричні) та теоретичні. До практичних відносяться шкали Цельсія, Реомюра, Фаренгейта. Суттєвим недоліком цих шкал є залежність їх показів від виду термометричної речовини і тому неможливо виміряти абсолютну температуру T , під якою розуміють температуру, що незалежна від виду термометричної речовини.

Абсолютна шкала температур була вперше побудована теоретичним методом на основі другого закону термодинаміки В.Томсоном (Кельвіном) і отримала назву шкали Кельвіна.

У відповідності з кінетичною теорією матерії між абсолютною температурою і кінетичною енергією руху молекул має місце прямий зв'язок, що виражається співвідношенням

$$T = \frac{1}{K} \cdot \frac{m\bar{w}^2}{3}, \quad (1.13)$$

де K – константа Больцмана, яка дорівнює $1,3805 \cdot 10^{-23}$ Дж/град.

З рівняння (1.13) випливає, що при температурі абсолютного нуля ($T=0$) тепловий рух молекул припиняється. З цього рівняння також випливає, що абсолютна температура є величиною статистичною, яка характеризує властивості сукупності великого числа частинок. Для окремих частинок або невеликої їх кількості температура не має змісту.

Оскільки абсолютна температура, так само як і тиск, пропорційна кінетичній енергії поступального руху молекул, вимірювання абсолютної температури можливе за допомогою газового термометра. Газовий термометр складається з посудини, що містить газ, і манометра для вимірювання його

тиску. За виміряним тиском судять про температуру. В якості термометричної речовини використовується газ, який за своїми властивостями близький до ідеального, наприклад, водень, чи гелій, при дуже низьких тисках. В системі СІ за одиницю вимірювання абсолютної температури прийнято Кельвін (К). Кельвін дорівнює $1/273,16$ частини термодинамічної температури трійної точки води, при якій в системі одночасно спостерігається водяна пара, вода і лід. В практиці вимірювання температур знайшла запровадження Міжнародна практична шкала температур 1948, в якій за одиницю вимірювання температури (t) прийнято градус Цельсія ($^{\circ}\text{C}$). Зв'язок між Кельвіном і градусом Цельсія визначається формулою Гей-Люсака-Шарля, у відповідності з якою

$$T = t + 273,15. \quad (1.14)$$

З цієї формули випливає, що для всіх речовин абсолютний нуль на шкалі Цельсія складає $t = -273,15^{\circ}\text{C}$.

Для порівняння величин, які характеризують системи в однакових станах, вводиться поняття „нормальні термодинамічні умови”: $p = 760$ мм рт.ст. = 101366 Па; $T = 273,15$ К.

Термодинамічна рівновага

В термодинамічній системі можуть проходити різноманітні фізичні і хімічні процеси, включаючи ядерні перетворення і ін. Найбільш розповсюджені такі випадки: явище теплопровідності, обумовлене перепадом температур на різних ділянках системи; явище дифузії, яке виникає в результаті скінченної різниці концентрації речовини в різних частинах системи; макроскопічні течії рідини чи газу; які визначаються перепадом тиску на різних ділянках системи. Якщо всі ці явища протікають зі змінною швидкістю, то стан системи визнається *нерівноважним*. Разом з тим, якщо зовнішні умови, що визначаються станом зовнішнього середовища, з яким взаємодіє розглядувана система, залишаються незмінними, то по закінченні деякого часу вона приходить в стан, при якому температура, концентрація і тиск різних ділянок системи вирівнюються, внаслідок чого зникають явища теплопровідності, дифузії і макроскопічної течії. Такий стан системи називається *термодинамічно рівноважним*. Час переходу системи від вихідного нерівноважного стану до рівноважного носить назву *часу релаксації*. Процеси, що сприяють поверненню системи в початковий рівноважний стан зі зміною зовнішніх умов, можна визначити як *релаксаційні*.

Час знаходження системи в стані термодинамічної рівноваги визначається часом, на протязі якого зовнішні умови залишаються незмінними. Самостійно вийти із стану рівноваги система не може (принцип самонепорушності термодинамічної рівноваги).

1.4. Рівняння стану ідеального газу. Газова стала.

В технічній термодинаміці часто використовують поняття кіломоль (кмоль), тобто кількість речовини в кілограмах, яка чисельно дорівнює його

молекулярній масі μ . Кіломоль речовини з молекулярною масою μ дорівнює μ кг, а M кг вміщує M/μ кіломолей.

Рівняння стану для одного кіломоля ідеального газу може бути отримане з рівняння (1.12), в якому, з урахуванням рівняння (1.13), виключають співвідношення $mw^2/3$

$$p V_{\mu} = R_{\mu} T, \quad (1.15)$$

де $R_{\mu} = K \cdot N_A \cdot 10^3 = 1,3805 \cdot 10^{23} \cdot 6,0228 \cdot 10^{23} \cdot 10^3 = 8314$ Дж/(кмоль град) - *універсальна газова стала*.

Універсальну газову сталу можна визначити як роботу, що виконується одним кіломолем газу при зміні його температури на один градус. Універсальна газова стала однаково справедлива для будь якого газу.

Після ділення рівняння (1.15) на μ отримаємо рівняння для 1 кг конкретного газу, приведеного до ідеальних умов

$$pv = RT, \quad (1.16)$$

де $R = R_{\mu}/\mu$ Дж/(кг град) – *газова стала*. Газова стала може бути визначена як робота, що виконується одним кілограмом ідеального газу при зміні його температури на один градус.

Рівняння стану для довільної маси газу отримується множенням рівняння (1.16) на масу M

$$pV = MRT = M \frac{R_{\mu}}{\mu} T. \quad (1.17)$$

Це рівняння називається рівнянням *Менделєєва-Клапейрона*, або *характеристичним*.

1.5. Термодинамічні процеси

Термодинамічним процесом називається сукупність послідовних станів робочого тіла при його взаємодії з оточуючим середовищем.

Зовнішні умови, в яких знаходиться система, визначають її внутрішній стан. Якщо зовнішні умови не змінюються з часом, то стан системи визначається як рівноважний. Зміна зовнішніх умов викликає в середині системи релаксаційні процеси, що ведуть до зміни її станів з часом. При цьому параметри, що визначають стан системи, змінюються таким чином, що в кожний момент часу вони приймають різні цілком визначені значення. Послідовна зміна таких рівноважних станів утворює *термодинамічний процес*.

Якщо процес протікає настільки повільно, що внутрішні параметри практично встигають слідкувати за зовнішніми умовами, які змінюються таким чином, що стан системи в кожний момент часу наближається до рівноважного, то такий процес можна вважати близьким до рівноважного або квазірівноважного. Процес наближається до строго рівноважного при нескінченно малій швидкості його протікання.

Важливим для термодинамічних процесів є *властивість оборотності*.



Під оборотним процесом розуміють процес, при якому система, вийшовши з початкового рівноважного стану і пройшовши ряд проміжних станів в прямому напрямі, знову повертається у вихідний стан через такі самі проміжні стани, тільки у зворотній послідовності. При цьому в оточуючому середовищі не відбувається ніяких змін: тобто процес відбувається без додаткових затрат енергії. Оборотний процес повинен бути рівноважним і проходити без тертя і вихроутворення, для того щоб робота не перетворювалася необоротно в теплоту. В природі всі процеси нерівноважні, тому вони є і необоротними.

При необоротному процесі система не може повернутися в початковий стан ні шляхом, який зворотний прямому, ні будь-яким іншим шляхом без того, щоб в оточуючому середовищі не відбувалися зміни, тобто без додаткових затрат енергії.

Всі рівноважні процеси є оборотними, а нерівноважні – необоротними.

Рівноважний термодинамічний процес можна зобразити графічно. Насправді, в кожен момент часу стан системи визначається конкретними значеннями термодинамічних параметрів стану p , v , T , які в сукупності відображують послідовність рівноважних станів. Завдяки цьому, кожний із станів системи в рівноважному процесі може бути зображений в термодинамічному просторі у вигляді точки. Сукупність цих точок і утворює лінію, яка являє собою графічне зображення термодинамічного процесу.

До елементарних (основних) термодинамічних процесів належать: ізохорний процес, що протікає при сталому об'ємі ($v = const$); ізобарний процес, що протікає при сталому тиску ($p = const$); ізотермічний процес, що протікає при сталій температурі ($T = const$); адіабатичний, що протікає при відсутності теплообміну між системою і оточуючим середовищем та політропічний, який по суті своїй є узагальнюючим процесом.

1.6. Основні закони ідеальних газів

Рівняння Клапейрона-Менделєєва (1.17) можливо представити в такому вигляді:

$$pV = M(R_{\mu}/\mu) T. \quad (1.18)$$

або

$$pv = (R_{\mu}/\mu) T. \quad (1.19)$$

З рівняння(1.19) отримують закони Гей-Люсака, Шарля і Бойля-Маріотта.

При постійних $p=const$ і $M=const$, враховуючи, що $R_{\mu}=const$, а μ - постійна для даної речовини, отримаємо

$$v_1/T_1 = v_0/T_0 \quad (1.19)$$

де v_0 , T_0 - питомий об'єм і температура газу при 0°C . Звідси виходить закон Гей-Люсака, який ним отримано дослідним шляхом; що при постійному тис-

ку газу відношення питомого об'єму газу до його абсолютної температури є величина стала, тобто $v/T = const$.

При постійній температурі T добуток абсолютного тиску газу на його питомий об'єм є величина стала, тобто $pv = const$. Звідси виходить, що для будь-яких двох станів газу, які відповідають постійній температурі, справедлива рівність, яка підтверджена Бойлем і Маріоттом дослідним шляхом.

$$p_1 v_1 = p_0 v_0 \quad (1.20)$$

Як наслідок цих двох законів, може бути сформульований третій закон, який називається законом Шарля. Останній стверджує, що при постійному об'ємі $v = const$ відношення абсолютного тиску газу до його абсолютної температури є величина стала, тобто $p/T = const$.

Звідси

$$p_1/T_1 = p_0/T_0 \quad (1.21)$$

При зміні об'єму газу без теплообміну з оточуючим середовищем (адіабатичний процес) тиск і об'єм постійної маси газу зв'язані рівнянням, яке називається рівнянням адіабати

$$P v^k = const, \quad (1.22)$$

де $k = c_p/c_v$; c_p і c_v – відповідно теплоємність газу при постійному тиску і об'ємі.

Зв'язок між термічними параметрами стану у термодинамічному процесі описується рівнянням об'єднаного газового закону

$$P_0 V_0 / T_0 = p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2 = \dots p_n V_n / T_n = const. \quad (1.23)$$

Приклади розв'язання задач

Задача 1.1.

Яка буде густина окису вуглецю при $t_2=20^\circ\text{C}$ і тиску $p_2=95$ кПа, якщо при $t_1=0^\circ\text{C}$ і тиску $p_1=101,3$ кПа вона дорівнює $\rho_1=1,251$ кг/м³.

Дано:

$$t_2 = 20^\circ\text{C};$$

$$p_2=95 \text{ кПа};$$

$$t_1 = 0^\circ\text{C};$$

$$p_1=101,3 \text{ кПа};$$

$$\rho_1=1,251 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_2=?$$

Розв'язання

1. Питомий об'єм при початковій температурі

$$v_1 = 1/\rho_1 = 1/1,251 = 0,799 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Згідно об'єднаного газового закону

$$p_2 v_2 / T_2 = p_1 v_1 / T_1, \text{ звідки } v_2 = \frac{p_1 v_1}{T_1} \cdot \frac{T_2}{p_2} =$$

$$= \frac{101,3 \cdot 0,799}{273} \cdot \frac{273 + 20}{95} = 0,914 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Тоді $\rho_2 = 1/v_2 = 1/0,914 = 1,094$ кг/м³.

Відповідь: $\rho_2 = 1,094$ кг/м.

Задача 1.2.

Визначити масу, питомий об'єм і густину повітря, об'єм якого $V = 1,5$ м³, надлишковий тиск $p_{над} = 1,8$ МПа і температура $t = 20^\circ\text{C}$. Барометричний тиск, який приведений до 0°C дорівнює $p_{бо} = 745$ мм рт. ст.

Дано:

Розв'язання

$$V = 1,5 \text{ м}^3;$$

$$p_{\text{над}} = 1,8 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{бо}} = 750 \text{ мм рт. ст.};$$

$$t = 20^\circ\text{C}$$

$$p - ?$$

1. Абсолютний тиск повітря

$$p = p_{\text{над}} + p_{\text{бо}} = 1,8 + 745/(750 \cdot 10) = 1,899 \text{ МПа.}$$

2. Газова стала повітря (як ідеального газу)

$$R = 8314/\mu = 8314/29 = 286,7 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К).}$$

3. Маса повітря з рівняння стану (1.17)

$$M = pV/(RT) = 1,899 \cdot 10^6 \cdot 1,5 / (286,7 \cdot 293) = 33,9 \text{ кг.}$$

4. Питомий об'єм повітря

$$v = V/M = 1,5/33,9 = 0,0442 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

5. Густина повітря

$$\rho = 1/v = 1/0,0442 = 22,6 \text{ кг/м}^3.$$

Відповідь: $M = 33,9 \text{ кг}; v = 0,0442 \text{ м}^3/\text{кг}; \rho = 22,6 \text{ кг/м}^3.$

Задача 1.3.

Який об'єм займає 1 кг азоту при температурі $t = 80^\circ\text{C}$ при тиску

$$p = 0,3 \text{ МПа?}$$

Дано:

$$t = 80^\circ\text{C};$$

$$p = 0,3 \text{ МПа.}$$

$$v = ?$$

Розв'язання

1. З характеристического рівняння для 1 кг газу маємо

$$v = RT/p = \frac{8314 \cdot (273 + 80)}{28 \cdot 0,3 \cdot 10^6} = 0,349 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Відповідь: $v = 0,349 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Задача 1.4.

У циліндрі з рухомим поршнем міститься газ. Діаметр поршня 10 см. Щоб утримати поршень в рівновазі на нього необхідно поставити гирю, що діє із силою 150 Н. Який абсолютний тиск у циліндрі, якщо барометричний тиск дорівнює 110 кПа.

Дано:

$$D = 10 \text{ см} = 0,1 \text{ м};$$

$$F_n = 150 \text{ Н};$$

$$p_{\text{бо}} = 110 \text{ кПа};$$

$$p - ?$$

Розв'язання

1. Площа поршня

$$f = \pi D^2/4 = 3,14 \cdot 0,1^2/4 = 0,00785 \text{ м}^2.$$

2. Надлишковий тиск, який створюється силою тягіння гирі

$$p_{\text{над}} = F_n/f = 150/0,00785 = 20255 \text{ Н/м}^2 = 20,255 \text{ кПа.}$$

Абсолютний тиск у циліндрі $p = p_{\text{над}} + p_{\text{бо}} = 20,255 + 110 = 120,255 \text{ кПа.}$

Відповідь: $p = 120,255 \text{ кПа.}$

Задача 1.5.

Газ при показах манометра 3,5 бар і температурі 27°C займає об'єм 5 м^3 . Привести об'єм газу до нормальних умов.

Дано:

$$p_{\text{над}} = 3,5 \text{ бар} = 0,35 \text{ МПа};$$

$$t_1 = 27^\circ\text{C}; T_1 = 300 \text{ К};$$

$$V_1 = 5 \text{ м}^3$$

$$V_n = ?$$

$$T_n = 273 \text{ К.}$$

Розв'язання

1. Абсолютний тиск газу

$$p_1 = (3,5 + 1) \text{ бар} = 4,5 \text{ бар} = 0,45 \text{ МПа.}$$

2. Нормальні умови відповідають температурі

$$t_n = 0^\circ\text{C} \text{ і тиску } p_n = 760 \text{ мм рт. ст.} = 0,101 \text{ МПа, тоді}$$



3. Згідно об'єднаного газового закону (1.23)

$$V_n = p_1 V_1 T_n / (p_n T_1) = 0,45 \cdot 5 \cdot 273 / (0,101 \cdot 300) = 20,27 \text{ м}^3.$$

Відповідь: $V_n = 20,27 \text{ м}^3$.

Задача 1.6.

Знайти густину і питомий об'єм метану при нормальних умовах

Дано:

Газ метан CH_4

$$\rho = ?; v = ?$$

Розв'язання

1. Згідно закону Авогадро густина метану

$$\rho = \mu_{\text{CH}_4} / 22,4 = 16 / 22,4 = 0,714 \text{ кг/м}^3.$$

Питомий об'єм метану $v = 1/\rho = 1/0,714 = 1,4 \text{ м}^3/\text{кг}$

Відповідь: $\rho = 0,714 \text{ кг/м}^3; v = 1,4 \text{ м}^3/\text{кг}$

Задача 1.7.

Знайти густину і питомий об'єм вуглекислого газу при показках манометра $p = 3 \text{ бар}$ і температурі 127°C .

Дано:

Вуглекислий газ CO_2 ;

$$p = 3 \text{ бар} = 300000 \text{ Па}$$

$$t = 127^\circ\text{C}; T = 400 \text{ К.}$$

$$\rho = ?; v = ?$$

Розв'язання

1. Згідно рівняння стану густина вуглекислого газу

$$\rho = M/V = p/(RT); \text{ де газова стала для вуглекислого}$$

$$\text{газу } R = R_u/\mu = 8314/44 = 188,95 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град).}$$

$$\rho = 300000 / (188,95 \cdot 400) = 3,969 \text{ кг/м}^3.$$

2. Питомий об'єм вуглекислого газу $v = 1/\rho = 1/3,969 = 0,252 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Відповідь: $\rho = 3,969 \text{ кг/м}^3; v = 0,252 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Задача 1.8.

Знайти масу 10 м^3 водню, 10 м^3 кисню, 10 м^3 вуглекислого газу при абсолютному тиску $0,8 \text{ МПа}$ і температурі 100°C .

Дано:

$$V_{\text{H}_2} = 10 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 10 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{CO}_2} = 10 \text{ м}^3$$

$$p = 0,8 \text{ МПа} = 800000 \text{ Па}$$

$$t = 100^\circ\text{C}; T = 373 \text{ К.}$$

$$M = ?$$

Розв'язання

1. Згідно характеристичного рівняння стану ідеального газу (рівняння Менделєєва-Клапейрона)

$$M = pV\mu / (R_u T) = 800000 \cdot 10 \mu / (8314 \cdot 373) = 2,579\mu.$$

2. Маса відповідних газів:

$$\text{водню } M_{\text{H}_2} = 2,579 \cdot 2 = 5,158 \text{ кг};$$

$$\text{кисню } M_{\text{O}_2} = 2,579 \cdot 32 = 82,528 \text{ кг};$$

$$\text{вуглекислого газу } M_{\text{CO}_2} = 2,579 \cdot 44 = 113,476 \text{ кг.}$$

Відповідь: $M_{\text{H}_2} = 5,158 \text{ кг}; M_{\text{O}_2} = 82,528 \text{ кг}; M_{\text{CO}_2} = 113,476 \text{ кг}$.

Задача 1.9.

Роторний компресор всмоктує за 1 хв $1,2 \text{ м}^3$ повітря при тиску $0,95 \text{ бар}$ і температурі 15°C і подає його в резервуар ємністю 10 м^3 , піднімаючи в ньому тиск до 6 ат за манометром, причому температура в резервуарі підвищується до 47°C . Визначити кількість поданого в резервуар повітря, період роботи компресора і його годинну продуктивність в кубометрах при нормальних фізичних умовах. До початку роботи компресора повітря в резервуарі мало параметри однакові з параметрами зовнішнього повітря.

Дано:


$$Q_{\text{всм}} = 1,2 \text{ м}^3/\text{хв};$$

$$p_{\text{бo}} = 0,95 \text{ бар} = 95000 \text{ Па}$$

Розв'язання

1. Початковий тиск повітря в резервуарі

$$p_1 = p_{\text{бo}} = 95000 \text{ Па і кінцевий тиск повітря в резер-$$


 Національний університет
 природокористування

$$p_{\text{ман}} = 6 \text{ ат} = 588600 \text{ Па}$$

$$V = 10 \text{ м}^3;$$

$$t_1 = 15^\circ\text{C}; T_1 = 288 \text{ К};$$

$$t_2 = 47^\circ\text{C}; T_2 = 320 \text{ К};$$

$$M_k = ?; \tau = ?; Q_{200} = ?$$

вуарі

$$p_2 = p_{\text{ман}} + p_{\text{бо}} = 588600 + 95000 = 683600 \text{ Па.}$$

2. Початкова маса повітря в резервуарі з рівняння стану

$$M_1 = p_1 V_1 \mu / (R_\mu T_1) = 95000 \cdot 10 \cdot 29 / (8314 \cdot 288) = 11,5 \text{ кг.}$$

3. Після роботи компресора повітря стало

$$M_2 = p_2 V_2 \mu / (R_\mu T_2) = 588600 \cdot 10 \cdot 29 / (8314 \cdot 320) = 64,16 \text{ кг.}$$

4. Компресором подано повітря в резервуар

$$M_k = M_2 - M_1 = 64,16 - 11,5 = 52,66 \text{ кг.}$$

5. Масова подача компресора

$$m_x = p_{\text{бо}} Q_{\text{всм}} \mu / (R_\mu T_1) = 95000 \cdot 1,21 \cdot 29 / (8314 \cdot 288) = 1,38 \text{ кг/хв.}$$

6. Період роботи компресора $\tau = M_k / m_k = 52,66 / 1,38 = 38,16 \text{ хв.}$

7. Година продуктивність компресора

$$m_{200} = M_k 60 / \tau = 52,66 \cdot 60 / 38,16 = 82,8 \text{ кг/год.}$$

8. Густина повітря при нормальних фізичних умовах $\rho_n = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

Об'ємна годинна подача компресора

$$Q_{200} = m_{200} / \rho_n = 82,8 / 1,293 = 64,04 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Відповідь: $M_k = 52,66 \text{ кг}; \tau = 38,16 \text{ хв}; Q_{200} = 64,04 \text{ м}^3/\text{год.}$

Контрольні питання.

1. Який газ прийнято вважати ідеальним? Чим він відрізняється від реального газу?
2. В чому заключається сутність закону Авогадро?
3. Як виглядає характеристичне рівняння стану газу?
4. Чому дорівнює універсальна газова стала і в яких одиницях її вимірюють?
5. Що називається термодинамічною системою?
6. Які параметри характеризують термодинамічну систему?
7. Чим відрізняються поняття „теплота” і „робота”?
8. Які термодинамічні системи називаються рівноважними?
9. Що називається термодинамічним процесом?
10. Чим відрізняються елементарні (основні) термодинамічні процеси.?



2.1. Внутрішня енергія

Кожна термодинамічна система, в будь-якому стані, володіє запасом повної енергії E , яка є сумою зовнішньої E_z і внутрішньої енергії U .

Зовнішня енергія E_z складається з зовнішньої кінетичної енергії $E_{кин}$, яка обумовлена механічним положенням системи, і зовнішньої потенціальної енергії $E_{пот}$, яка обумовлена положенням системи в полі потенціальних сил. Технічна термодинаміка розглядає, переважно, нерухомі об'єкти, а потенціальну енергію нехтує, тобто $E_{кин} = 0$ і $E_{пот} = 0$. Таким чином, в технічній термодинаміці повна енергія системи приймається рівною її внутрішній енергії, тобто $E = U$.

Внутрішня енергія, в свою чергу, є сумою внутрішньої кінетичної $U_{кин}$ і внутрішньої потенціальної енергії $U_{пот}$.

$$U = U_{кин} + U_{пот}. \quad (2.1)$$

$U_{кин}$ визначається швидкістю теплового руху молекул, що залежить безпосередньо від температури системи T , тому $U_{кин}$ можна розглядати як функцію температури системи

$$U_{кин} = U_{кин}(T). \quad (2.2)$$

Внутрішня потенціальна енергія $U_{пот}$ обумовлена силами міжмолекулярної взаємодії, що залежить від молекулярних відстаней, тому $U_{пот}$ може бути представлено як функцію об'єму системи

$$U_{пот} = U_{пот}(V). \quad (2.3)$$

Таким чином, у відповідності із співвідношенням (2.1) з врахуванням співвідношень (2.2) і (2.3) одна з форм функціональної залежності внутрішньої енергії від термічних параметрів може бути представлена таким чином

$$U = U(T, V), \quad (2.4)$$

Оскільки термічні параметри зв'язані між собою рівнянням стану внутрішня енергія може бути представлена як функція будь-якої іншої пари термічних параметрів $U = U(T, P)$; $U = U(P, V)$.

Внутрішня енергія включає в себе також енергію електронних оболонок і ядерну енергію. Але оскільки, в більшості теплоенергетичних процесів, ці складові залишаються незмінними, технічною термодинамікою вони не враховуються. Оскільки внутрішня енергія однозначно визначається термічними параметрами стану, тому вона також є параметром стану (калориметричним). Нескінченно малий приріст цього параметра dU є повним диференціалом функції U , для якого справедливий інтеграл для кругових процесів

$$\oint dU = 0. \quad (2.5)$$

Оскільки внутрішня енергія робочого тіла залежить від маси M , то інтерес представляє значення внутрішньої енергії, яка віднесена до 1 кг маси тіла, - питома внутрішня енергія $u = U/M$.

2.2. Робота, ентальпія і ентропія.



Робота термодинамічного процесу.

Робота в термодинамічному процесі, як і в механіці, визначається добутком сили, що діє на систему, на шлях дії цієї сили. Розглянемо деяку довільну систему, рис 2.1; стан якої визначається параметрами p і V_1 .

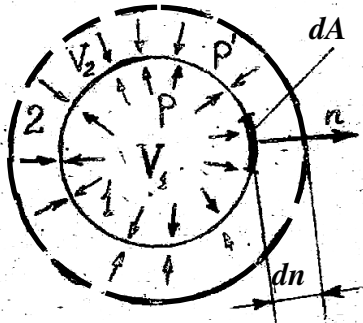


Рис. 2.1. Схема до визначення роботи термодинамічної системи

Система знаходиться під дією рівномірно розподіленого тиску p' . Припустимо, що в деякий момент часу об'єм системи збільшився з V_1 до V_2 ($V_2 > V_1$). Тоді елементарна площадка dA , пересилуючи опір елементарної сили $dF = p' dA$, переміститься на відстань dn . В результаті буде виконана елементарна робота dL' .

$$dL' = dF \cdot dn = p' \cdot dA \cdot dn = p' \cdot dV. \quad (2.6)$$

Для того щоб отримати повну роботу L' співвідношення (2.6) необхідно проінтегрувати в інтервалі від V_1 до V_2 .

$$L' = \int_{V_1}^{V_2} p' dV. \quad (2.7)$$

У випадку, коли система знаходиться в рівноважному стані, тобто коли $p' = p$, повна робота L визначається за формулою

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (2.8)$$

Робота L залежить від шляху, яким система із стану 1 переходить в стан 2, тобто є функцією процесу, а не стану. Це впливає з виразу для роботи рівноважного процесу. Насправді, в цьому випадку тиск p залежить не тільки від об'єму системи V , але й від температури T . Ця залежність визначається рівнянням стану. Тому, при переході з одного і того ж початкового стану в один і той же кінцевий стан 2, тиск p в проміжних точках буде мати різні значення, в залежності від величини температури, яка в різних точках змінюється по-різному. Відповідно цьому робота L також буде приймати різні значення. Математично це виражається тим, що нескінченно мала кількість роботи dL не буде повним диференціалом функції L , тобто

$$\oint dL \neq 0. \quad (2.9)$$

В термодинаміці для дослідження термодинамічних процесів користуються діаграмою “ p - V ”, в якій по осі абсцис відкладаються об'єми у відповідному масштабі, а по осі ординат – тиск. Оскільки стан системи визначається двома параметрами на діаграмі “ p - V ”, то він буде зображений точкою. Послі-



довна сукупність цих точок утворює неперервну лінію, яка графічно відображує роботу термодинамічного процесу, рис. 2.2.

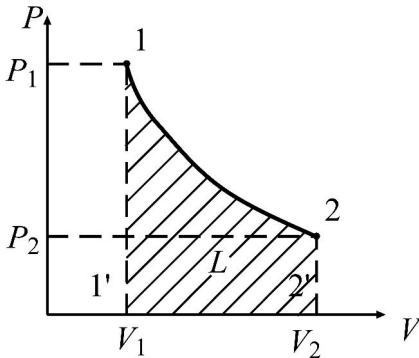


Рис. 2.2. Графічне зображення роботи в „ p - V ” координатах

Якщо робота супроводжується зменшенням об’єму $dV < 0$, то вона приймається за роботу стиснення і їй приписується знак „-” ($dL < 0$).

Перший закон термодинаміки.

Перший закон термодинаміки є прикладанням закону збереження і перетворення енергії до теплових процесів: енергія не зникає і не створюється з нічого, а лише переходить з одного виду в другий в еквівалентній кількості.

Перший закон термодинаміки допускає ряд різних формулювань, загальний зміст яких один і той же, але використовують їх для розв’язування різних задач.

Найбільш характерні із цих формулювань мають такий зміст:

1. Всі види енергії можуть взаємно перетворюватись в чітко визначених рівних кількостях.
2. Внутрішня енергія цілком ізольованої системи є величина постійна, незалежно від того, які внутрішні процеси в ній проходять.
3. Неможливо побудувати вічний двигун першого роду, тобто таку періодично діючу машину, яка б давала корисну роботу без затрат зовнішньої енергії.

Припустимо, що системі передано деяку скінчену кількість зовнішнього тепла ΔQ . Частина тепла ΔQ може піти на нагрівання системи, внаслідок чого температура її підвищиться. Підвищення температури супроводжується: по-перше, зростанням швидкості поступального руху молекул; по-друге, збільшенням об’єму системи і, по-третє, можливою зміною агрегатного стану речовини, що складає систему. Перше призводить до збільшення внутрішньої кінетичної енергії на величину $\Delta U_{кин}$, друге і третє – внутрішньої потенціаль-

Площа фігури $122'1'$ під лінією процесу $1-2$ дорівнює

$$Pl. 122'1' = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (2.10)$$

Із співставлень співвідношень (2.8) і (2.10) випливає, що робота термодинамічного процесу в координатах „ p - V ”, у відповідному масштабі, дорівнює площі під лінією процесу, тобто

$$L = pl. 122'1'.$$

Якщо робота супроводжується збільшенням об’єму $dV > 0$, то вона приймається за роботу розширення і їй приписується знак „+” ($dL > 0$).

ної енергії на величину ΔU_{nom} . Таким чином, частина тепла ΔQ сприяє росту внутрішньої енергії на величину

$$\Delta U = \Delta U_{kin} + \Delta U_{nom}. \quad (2.11)$$

Оскільки система оточена зовнішнім середовищем, що чинить тиск на неї, то при своєму розширенні вона виконує зовнішню механічну роботу подолання опору сил поверхневого натягу ΔL . На це витрачається друга частина тепла ΔQ . В силу закону збереження енергії буде мати місце баланс між теплою, яка передана системі ΔQ , внутрішньою енергією ΔU і роботою ΔL , тобто

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta L. \quad (2.12)$$

Співвідношення (2.12) являє собою математичне формулювання першого начала в скінчених величинах, у відповідності з яким теплота, яка передана системі, витрачається на зміну внутрішньої енергії системи і виконання роботи.

Шляхом переходу від величин скінчених до нескінченно малих рівняння (2.12) зведеться до диференціальної форми

$$dQ = dU + dL. \quad (2.13)$$

Оскільки, для цілком ізольованої системи $dQ = 0$ і $dL = 0$, то і $dU = 0$. Таким чином, для такої системи внутрішня енергія є величиною сталою, тобто $U = const$.

Для 1 кг робочого тіла

$$\Delta q = \Delta u + \Delta l, \quad (2.13a)$$

в диференціальній формі

$$dq = du + dl. \quad (2.13b)$$

В періодично діючій тепловій машині реалізуються кругові чи циклічні процеси. З першого закону термодинаміки випливає, що кількість тепла Q , яка отримана системою в круговому процесі, дорівнює кількості виконаної нею роботи L . Дійсно, в результаті інтегрування рівняння першого начала (2.13), отримуємо

$$\oint dQ = \oint dL; \quad \text{або} \quad Q = L. \quad (2.14)$$

Тут враховано, що $\oint dU = 0$.

Звідси випливає, що співвідношення $\oint dQ - \oint dL < 0$, при якому система виконує корисну роботу без додаткових затрат енергії із зовні, суперечить першому закону термодинаміки і не має змісту.

Ентальпія.

Технічна термодинаміка переважно розглядає процеси, в яких виконання роботи супроводжується зміною об'єму системи. З врахуванням співвідношення для елементарної роботи термодинамічного процесу $dL = p dV$ рівняння (2.13) запишеться в такому вигляді

$$dQ = dU + p dV. \quad (2.15)$$

З врахуванням відомого диференціального співвідношення



$$d(pV) = Vdp + pdV, \quad (2.16)$$

$$p dV = d(pV) - Vdp,$$

тоді рівняння (2.15) зводиться до вигляду

$$dQ = d(U + pV) - V dp. \quad (2.17)$$

Сума в дужках рівняння (2.17) позначається літерою H і визначається як ентальпія термодинамічної системи, тобто

$$H = U + pV, \quad (2.18)$$

де pV – потенціальна енергія тиску. Щоб визначити фізичний зміст цієї величини розглянемо приклад, рис. 2.3.

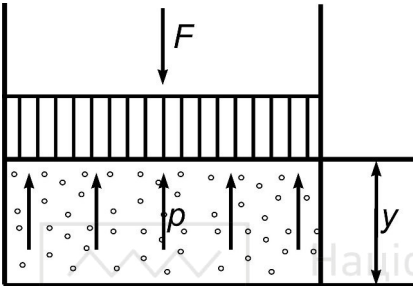


Рис. 2.3. Схема до визначення фізичного змісту величини pV

В циліндрі під рухомих поршнем з площею поперечного перерізу A знаходиться газ. Зовнішнє середовище через рухомий поршень діє на газ із силою F , яка рівна $F = pA$. В цьому випадку потенціальна енергія газу буде рівна $Fy = pAy$. Об'єм газу $V = Ay$. Тоді потенціальна енергія $Fy = pV$. Таким чином, потенціальна енергія тиску це та енергія, яку система набуває в процесі енергетичної взаємодії з оточуючим середовищем, тобто після стискання газу поршнем.

Звідси випливає визначення ентальпії як суми внутрішньої енергії, яка притаманна даній системі, і потенціальної енергії тиску, яку система набуває в процесі енергетичної взаємодії з оточуючим середовищем.

Оскільки величини, які входять у співвідношення, що визначає ентальпію (2.18), є термічними параметрами стану, то і ентальпія – параметр стану (калориметричний). Тому величина dH є повним диференціалом функції H , для якого справедливе співвідношення

$$\oint dH = 0. \quad (2.19)$$

Ентальпія, як і внутрішня енергія, може бути представлена як функція двох будь-яких термічних параметрів стану:

$$H = H(T, V); \quad H = H(T, P); \quad H = H(P, V).$$

Виходячи з прийнятих позначень, з врахуванням (2.18) рівняння (2.17) зводиться до вигляду

$$dQ = dH - V dp. \quad (2.20)$$

Рівняння (2.20) також є одним з математичних формулювань першого закону термодинаміки.

Вираз ентальпії для 1 кг газу(тобто питомої ентальпії) має такий вид

$$h = u + pv. \quad (2.21)$$



Отже, питома ентальпія залежить від параметрів стану u , p , v , тому також є параметром стану газу. Звідси, зміна ентальпії Δh не залежить від характеру процесу, а визначається лише початковим і кінцевим станом, тобто

$$\Delta h = h_2 - h_1. \quad (2.22)$$

Ентропія.

Введемо ще один параметр робочого тіла, який має велике практичне значення для полегшення рішення багатьох теплотехнічних задач – ентропію. Цей параметр не має фізичного змісту, введений формально на основі математичних міркувань, які застосовуються для ідеального газу. Цей параметр був введений Р.Клазіусом в 1865 р при аналізі кругових процесів.

Розглянемо елементарний термодинамічний процес, в ході якого до 1 кг газу підводиться (або відводиться) така невелика кількість теплоти dq , що його температура T залишається незмінною. На основі першого закону термодинаміки – рівняння (2.15) для 1 кг газу запишемо так

$$dq = du + p dv.$$

Поділивши обидві частини цього рівняння на T , отримаємо

$$dq/T = du/T + p dv/T. \quad (2.23)$$

Позначимо відношення

$$dq/T = ds \quad (2.24)$$

Ентропія s – величина, зміна якої ds в елементарному процесі дорівнює відношенню елементарної кількості теплоти dq , яка приймає участь в цьому процесі, до постійної температури T . Слово ентропія – грецьке і у першому наближенні означає – перетворення.

Зміна внутрішньої енергії елементарного термодинамічного процесу

$$du = c_v dT, \quad (2.25)$$

де c_v - теплоємність газу при постійному об'ємі.

З рівняння стану газу

$$p = RT/v \quad (2.26)$$

Враховуючи залежності (2.23), (2.25) і (2.26), рівняння (2.24) запишемо в наступній формі

$$ds = dq/T = c_v dT/T + (RT/v) \cdot dv/T.$$

Або

$$ds = dq/T = c_v dT/T + R \cdot dv/v. \quad (2.27)$$

Проінтегрувавши останній вираз, маємо з точністю до постійної інтегрування

$$s = c_v \ln T + R \ln v. \quad (2.28)$$

Продеференціюємо рівняння $pv = RT$, отримаємо

$$p dv + v dp = R dT. \quad (2.29)$$

звідси

$$p dv = R dT - v dp. \quad (2.30)$$

Підставимо цей вираз в (2.21) і, враховуючи (2.23) і співвідношення $v/T = R/p$ з рівняння стану газу, отримаємо



$$ds = c_v dT/T + R dT/T - v dp/T = (c_v + R) \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (2.31)$$

з урахуванням залежності $c_v + R = c_p$, де c_p – теплоємність газу при постійному тиску

$$ds = c_p dT/T - R dp/p \quad (2.32)$$

Після інтегрування

$$s = c_p \ln T - R \ln p. \quad (2.33)$$

Якщо в результаті якого-небудь процесу ідеальний газ перейшов із стану 1 в стан 2, то на основі рівнянь (2.28) і (2.33) отримаємо

$$s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1) + R \ln(v_2/v_1) = c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1). \quad (2.34)$$

Зміна ентропії робочого тіла, а не її абсолютне значення в яких-небудь станах характеризує кількість теплоти, яка приймає участь в термодинамічному процесі. Тому при термодинамічних розрахунках не має значення, від якого вихідного стану робочого тіла виконується відлік значення ентропії.

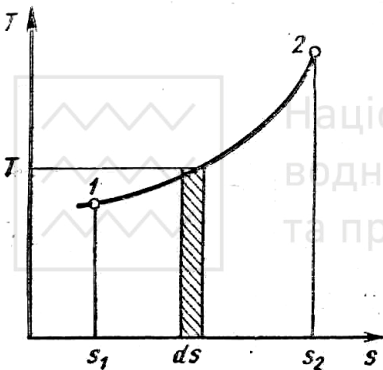


Рис. 2.4 Термодинамічний процес в діаграмі T - s

Звичайно в технічній термодинаміці при розрахунках теплових двигунів прийнято рахувати ентропію від нульового значення, яке відповідає стану робочого тіла, що знаходиться в нормальних умовах ($T = 273 \text{ K}$; $p = 100 \text{ кПа}$).

З виразу (2.31) виходить, що зміна ентропії залежить від параметрів газу в початковому і кінцевому стані і не залежить від процесу, по якому змінюється цей стан. Тому ентропію можна розглядати як параметр стану.

2.3. Теплова діаграма T - s .

Через те, що кожному стану тіла або системи тіл відповідає визначене значення температури T і ентропії s , кожний рівноважний стан його можливо відобразити графічно в координатах T , s точкою, а оборотний процес зміни стану – лінією, рис 2.4.

Площа елементарного прямокутника Tds дає значення теплоти dq , підведеної або відведеної від 1 кг газу. Це призводить до зміни ентропії на безконечно малу величину ds .

Виходячи з визначення ентропії, $dq/T = ds$, тоді $dq = T ds$.

Площа під кривою 1-2, яка дорівнює $\int_1^2 Tds$, являє собою кількість теплоти q процесу, який зображено кривою 1-2. Тому діаграму, яка показана на рис

2.4, називають тепловою. Цю діаграму широко використовують в теплотехнічних розрахунках і завжди будують для 1 кг робочого тіла. Через те, що $T > 0$, то dq і ds мають однакові знаки. А це значить, що підведення теплоти ($dq > 0$) збільшує ентропію ($ds > 0$), а відведення теплоти ($dq < 0$) зменшує її ($ds < 0$).

Приклади розв'язання задач

Задача 2.1.

В котельній електричної станції за 30 годин роботи спалено 90 т кам'яного вугілля, яке має теплоту згоряння 28900 кДж/кг.

Визначити середню потужність станції, якщо в електричну енергію перетворено 25% теплоти, яка отримана від спалювання вугілля.

Дано:

$$\tau = 30 \text{ год};$$

$$B = 90 \text{ т};$$

$$Q_{it}^p = 28900 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta = 0,25$$

$$N = ?$$

Розв'язання

1. Кількість теплоти, яка перетворена в електричну енергію за 20 годин роботи

$$Q = B \cdot 1000 Q_{it}^p \cdot \eta = 90 \cdot 1000 \cdot 28900 \cdot 0,25 = 650 \cdot 10^6 \text{ кДж.}$$

2. Еквівалентна їй електрична енергія

$$L = Q / 3600 = 650 \cdot 10^6 / 3600 = 180625 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$$

3. Отже, середня електрична потужність станції

$$N = L / \tau = 180625 / 30 = 6021 \text{ кВт.}$$

Відповідь: $N = 6021 \text{ кВт.}$

Задача 2.2.

До робочого тіла, яке вміщено в циліндр з рухомих поршнем, підводиться зовні $q = 500 \text{ кДж/кг}$ теплоти. Виконана робочим тілом питома робота $l = 600 \text{ кДж/кг}$. Визначити зміну питомої внутрішньої енергії робочого тіла.

Дано:

$$q = 500 \text{ кДж/кг};$$

$$l = 600 \text{ кДж/кг.}$$

$$\Delta u = ?$$

Розв'язання

1. З рівняння першого закону термодинаміки питома внутрішня енергія

$$\Delta u = q - l = 500 - 600 = -100 \text{ кДж/кг.}$$

Знак „мінус” свідчить про те, що питома внутрішня енергія в процесі зменшується, тобто не зважаючи на підведення теплоти температура робочого тіла падає (тіло віддає енергію у вигляді роботи більше, ніж отримує в вигляді тепла).

Відповідь: $\Delta u = -100 \text{ кДж/кг.}$

Задача 2.3.

Газ при тиску 1,4 МПа та густині 2,5 кг/м³ при охолодженні в теплообміннику ізобарно стискується із зменшенням об'єму у 4 рази. Визначити питому роботу зміни об'єму та наявну роботу за рівноважного проходження процесу.

Дано:

$$p_1 = 1,4 \text{ МПа};$$

$$\rho_1 = 2,5 \text{ кг/м}^3;$$

$$v_1 / v_2 = 4.$$

$$l = ?; l_n = ?$$

Розв'язання

1. Початковий питоми об'єм

$$v_1 = 1 / \rho_1 = 1 / 2,5 = 0,4 \text{ м}^3/\text{кг};$$

2. Об'єм після завершення процесу

$$v_2 = v_1 / 4 = 0,4 / 4 = 0,1 \text{ м}^3/\text{кг.}$$



3. Питома робота зміни об'єму в ізобарному оборотному процесі

$$l = p(v_2 - v_1) = 1,6 \cdot (0,1 - 0,4) = -0,42 \text{ МДж/кг.}$$

4. Наявна робота ізобарного процесу $l_n = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = 0$.

Відповідь: $l = -0,42 \text{ МДж/кг; } l_n = 0$.

Задача 2.4.

На стиск робочого тіла при постійному тиску витрачена робота 50 кДж.

Визначити кількість тепла і зміну ентальпії в процесі, якщо зміна внутрішньої енергії робочого тіла становить 20 кДж.

Дано:

$$L_{1-2} = 50 \text{ кДж;}$$

$$U_2 - U_1 = 20 \text{ кДж.}$$

$$Q_{1-2} = ?; I_2 - I_1 = ?$$

Розв'язання

1. Згідно рівняння першого закону термодинаміки (2.12) $Q_{1-2} = U_2 - U_1 + L_{1-2} = 20 - 50 = -30 \text{ кДж}$. Тобто від робочого тіла в цьому процесі відводиться 30 кДж.

2. Зміна ентальпії згідно рівняння (2.17) при $dp = 0$

$$I_2 - I_1 = Q_{1-2} = -30 \text{ кДж.}$$

Відповідь: $Q_{1-2} = -30 \text{ кДж; } U_2 - U_1 = -30 \text{ кДж.}$

Задача 2.5.

Під ковпаком газгольдера знаходиться 4 кг азоту при початковій температурі 293 К і при постійному тиску 1,5 бар. Знайти зростання об'єму газу, виконану ним роботу і підвищення його температури в результаті передачі газу 50 кДж тепла за рахунок сонячного випромінювання. Теплоємність азоту $c_p = 1,03 \text{ кДж/(кг·град)}$.

Дано:

$$M = 4 \text{ кг;}$$

$$T_1 = 293 \text{ К;}$$

$$p = 1,5 \text{ бар} = 150000 \text{ Па;}$$

$$Q = 50 \text{ кДж;}$$

$$l = 600 \text{ кДж/кг}$$

$$c_p = 1,03 \text{ кДж/(кг·град).}$$

$$V_1 = ?; V_2 = ?; L = ?; T_2 = ?$$

Розв'язання

1. Температура після нагрівання

$$T_2 = T_1 + Q/(M c_p) = 293 + 50/(4 \cdot 1,03) = 305,9 \text{ К.}$$

2. З рівняння стану об'єм газу до нагрівання

$$V_1 = MR_\mu T_1 / (\mu_{N_2} p_1) = 4 \cdot 8314 \cdot 293 / (28 \cdot 150000) = 2,32 \text{ м}^3$$

3. Об'єм газу після нагрівання

$$V_2 = V_1 T_2 / T_1 = 2,32 \cdot 305,9 / 293 = 2,42 \text{ м}^3.$$

4. Робота розширення газу

$$L = p(V_2 - V_1) = 150000(2,42 - 2,32) = 15000 \text{ Дж} = 15 \text{ кДж.}$$

Відповідь: $V_1 = 2,32 \text{ м}^3; V_2 = 2,42 \text{ м}^3; L = 15 \text{ кДж; } T_2 = 305,9 \text{ К}$

Задача 2.6.

До робочого тіла, яке вміщено в циліндр з рухомих поршнем, підводиться зовні $q = 500 \text{ кДж/кг}$ теплоти. Виконана робочим тілом питома робота $l = 600 \text{ кДж/кг}$. Визначити зміну питомої внутрішньої енергії робочого тіла.

Дано:

$$q = 500 \text{ кДж/кг;}$$

$$l = 600 \text{ кДж/кг.}$$

$$\Delta u = ?$$

Розв'язання

1. З рівняння першого закону термодинаміки питома внутрішня енергія

$$\Delta u = q - l = 500 - 600 = -100 \text{ кДж/кг.}$$

Знак „мінус” свідчить про те, що питома внутрішня енергія в процесі зменшується, тобто не зважаючи на підведення теплоти температура робочо-

го тіла падає (тіло віддає енергію у вигляді роботи більше, ніж отримує в вигляді тепла).

Відповідь: $\Delta u = -100$ кДж/кг.

Задача 2.7.

Визначити ентропію 1 кг кисню при тиску 1 МПа і температурі 300°C. Теплоємність кисню вважати сталою.

Дано:

$$p = 1 \text{ МПа}; t = 300^\circ\text{C}/$$

$$s_2 = ?$$

Розв'язання

1. Питому ентропію визначаємо за залежністю (2.34)

$$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1).$$

Для нормальних початкових умов $T_1=273$ К, $p_1 = 0,101325$ МПа ентропія має нульове значення $s_1 = 0$.

Для кисню газова стала $R = R_u/\mu_{O_2} = 8314/32 = 259,8$ Дж/(кг·К).

Теплоємність кисню як двоатомного газу $c_p = \mu c_p/\mu_{O_2} = 29,31/32 = 0,916$ кДж/(кг·К). Тоді

$$s_2 = 0,916 \cdot 10^3 \cdot \ln(573/273) - 259,8 \cdot \ln(1/0,101325) = 87 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Відповідь: $s_2 = 87$ Дж/(кг·К).

Контрольні питання

1. Що таке внутрішня енергія газу і від чого вона залежить?
2. Як визначається робота газу і в яких одиницях вимірюється?
3. В чому сутність першого закону термодинаміки і який його математичний вираз?
4. Що таке ентальпія? Який її фізичний зміст?
5. Яка функція називається ентропією?
6. В чому полягає якісна різниця понять роботи і теплоти?
7. Що зображує площа під кривою процесу в p - v координатах і площа під кривою процесу в T - s координатах?
8. Які існують формулювання і математичні вирази для першого закону термодинаміки?



3.1. Способи завдання складу газової суміші

В виробництві часто використовують різні газові суміші, наприклад всілякі горючі гази, які являють собою суміші вуглеводнів: метану, пропану, бутану, пентану і ін.; продукти горіння, які є сумішшю вуглекислого газу, азоту, кисню, окису вуглецю; повітря, яке також складається з різних газів. Розглянемо закономірності, яким підпорядковуються газові суміші.

Закон Дальтона. Якщо різні компоненти газової суміші не вступають в хімічні реакції один з одним, то кожен газ займає увесь об'єм посудини, в якій розміщена суміш, і рівномірно розподіляється в ній. Тиск, який створює кожен газ в суміші, називають парціальним. Його визначають на основі характеристичного рівняння $pV = MRT$ для даного газу.

Дальтон відкрив закон, згідно якого тиск, що створюється сумішшю, дорівнює сумі парціальних тисків окремих газів, які входять в суміш.

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (3.1)$$

За законом Амага об'єм суміші ідеальних газів V дорівнює сумі приведених об'ємів V_i її окремих компонентів.

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i. \quad (3.2)$$

Приведеним об'ємом називають об'єм, який займав би компонент газу, якби його тиск і температура дорівнювали тиску і температурі суміші.

Для чистих речовин достатньо знати тільки два яких-небудь параметри стану, щоб повністю визначити інші. У випадку суміші газів для визначення якого-небудь стану потрібно знати склад суміші, тобто для суміші газів в якості незалежної змінної додається величина z , яка визначає її склад. Тоді в загальному вигляді рівняння стану суміші записується так

$$\varphi(p, v, T, z) = 0. \quad (3.3)$$

Склад суміші може бути заданий масовими, об'ємними і мольними частками (у випадку ідеального газу мольні частки чисельно дорівнюють об'ємним).

3.2. Масові і об'ємні частки та співвідношення між ними.

Масовою часткою i -го компоненту називається відношення його маси M_i до маси суміші M , тобто

$$m_i = M_i/M. \quad (3.4)$$

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum M_i; \quad \sum m_i = 1. \quad (3.5)$$



Об'ємною часткою i -го компонента називають відношення приведенного (парціального) об'єму компоненту V_i до об'єму суміші V

$$r_i = V_i/V. \quad (3.6)$$

Якщо видалити з суміші усі гази за винятком одного i газ, що залишився стиснути при незмінній температурі до тиску, який був у суміші, то об'єм, що займе цей газ, називається *парціальним об'ємом*. Іншими словами, парціальний об'єм-це об'єм, який займав би окремий газ, маючи тиск і температуру суміші.

Покажемо, що загальний об'єм суміші дорівнює сумі парціальних об'ємів окремих газів. Рівняння стану для M_i кг i -го газу, яке записується через парціальний тиск p_i цього газу, має вигляд

$$p_i V = M_i R_i T, \quad (3.7)$$

де V і T – об'єм і температура суміші; R_i – газова стала i -го газу.

Рівняння стану для того ж газу, записане через його парціальний об'єм

$$p V_i = M_i R_i T. \quad (3.8)$$

Порівнюючи рівняння (3.7) і (3.8), отримаємо

$$p_i V = p V_i; \quad V_i = (p_i/p) V; \quad (3.9)$$

отже,

$$V_1 = (p_1/p) V; \quad V_2 = (p_2/p) V; \quad V_n = (p_n/p) V. \quad (3.10)$$

Додаючи ліві і праві частини останніх рівнянь, одержимо

$$V_1 + V_2 + \dots + V_n = \left(\frac{p_1}{p} + \frac{p_2}{p} + \dots + \frac{p_n}{p} \right) V = V, \quad (3.11)$$

що і треба було показати.

Число кіло молей a усієї суміші дорівнює сумі чисел кіломолей a_1, a_2, \dots, a_n

$$a = a_1 + a_2 + \dots + a_n. \quad (3.12)$$

Відношення числа кіло молей окремого газу до загального числа кіломолей суміші називається *мольною часткою* газу. Мольна частка газу дорівнює його об'ємній частці $a_i/a = r_i$.

В механічних сумішах молекули окремих газів не вступають в хімічні сполуки, тому не можна говорити про молекулярну масу суміші. Внаслідок цього вводиться умовне уявлення про *середню (уявну) молекулярну масу суміші*, під якою розуміють молекулярну масу уявного газу, що замінює дійсну суміш і складається з однакових, середніх за масою молекул. Маса такої середньої молекули дорівнює масі суміші, яка поділена на число її молекул.

Якщо μ і a – відповідно молекулярна маса і число кіломолей суміші; μ_1 і a_1 ; μ_2 і a_2, \dots, μ_n і a_n – відповідно молекулярні маси і число кіломолей складових суміші газів, то для маси суміші і мас окремих газів в суміші можливо написати:

$$M = \mu a; \quad M_1 = \mu_1 a_1; \quad M_2 = \mu_2 a_2; \quad M_n = \mu_n a_n. \quad (3.13)$$

Через те, що $M = M_1 + M_2 + \dots + M_n$, то

$$\mu a = \mu_1 a_1 + \mu_2 a_2 + \dots + \mu_n a_n; \quad (3.14)$$



$$\mu = \mu_1 \frac{a_1}{a} + \mu_2 \frac{a_2}{a} + \dots + \mu_n \frac{a_n}{a}, \quad (3.15)$$

або

$$\mu = \mu_1 r_1 + \mu_2 r_2 + \dots + \mu_n r_n; \quad (3.16)$$

тобто

$$\mu = \sum_1^n \mu_i r_i. \quad (3.17)$$

Рівняння (3.16) і (3.17) слугують для визначення середньої молекулярної маси суміші по об'ємним або мольним часткам газів.

Згідно рівнянням (3.4) і (3.13), маємо:

$$M_1 = m_1 M = \mu_1 a_1; \quad M_2 = m_2 M = \mu_2 a_2; \quad M_n = m_n M = \mu_n a_n; \quad (3.18)$$

Отже

$$\begin{aligned} a &= a_1 + a_2 + \dots + a_n = (m_1/\mu_1)M + (m_2/\mu_2)M + \dots + (m_n/\mu_n)M = \\ &= M \left(\frac{m_1}{\mu_1} + \frac{m_2}{\mu_2} + \dots + \frac{m_n}{\mu_n} \right) = M \sum_1^n \frac{m_i}{\mu_i}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Звідси, враховуючи рівняння (3.13), отримаємо

$$\mu = \frac{1}{\sum_1^n \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (3.20)$$

Ця формула слугує для обчислення середньої молекулярної маси суміші за масовими частками газів.

Газова стала суміші R простіше всього визначається з рівняння

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{\mu} \quad \text{Дж/(кг·К)}, \quad (3.21)$$

де μ - маса кіломолю суміші, яка чисельно дорівнює її середній молекулярній масі.

Співвідношення між масовими і мольними (об'ємними) частками компонентів суміші можна отримати наступним способом:

$$m_i = M_i/M = \mu_i a_i / (\mu a) = \mu_i r_i / \mu \quad (3.22)$$

або з урахуванням рівняння (3.17)

$$m_i = \mu_i r_i / (\sum \mu_i r_i). \quad (3.23)$$

3.3. Масова, об'ємна та молярна теплоємності.

Поняття теплоємності вводиться з метою розв'язання теплових задач. В самому загальному вигляді теплоємність визначається як кількість тепла, яку необхідно передати системі для того, щоб її температура збільшилася на один градус. Розглядаються питомі масова, мольна і об'ємна теплоємність. *Масова* теплоємність – це кількість тепла, яке необхідно для підвищення температури

1 кг тіла на 1 градус, тобто це теплоємність, яка віднесена до 1 кг тіла. Відповідно *молярна* теплоємність - теплоємність, яка віднесена до одного кіломоля, а *об'ємна* - до 1 м³ тіла. В зв'язку з тим, що в 1 м³ при різних тисках і температурах вміщується різна кількість речовини, об'ємну теплоємність відносять до такої кількості речовини, яка вміщується в 1 м³ при нормальних умовах [температурі 273,15 К (0°C) і тиску 101,325 кПа (760 мм рт. ст.)]. Ця кількість речовини раніш називалася нормальним м³ (нм³).

3.4. Істинна та середня теплоємність.

Теплоємність поділяється на *середню* та *істинну*.

Середня теплоємність визначається співвідношенням

$$C_{xm} = \frac{\Delta Q}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta Q}{\Delta t}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{град}} \quad (3.24)$$

і являє собою кількість тепла, яку необхідно передати системі в температурному інтервалі „t₁...t₂” для того, щоб її температура змінилася на один градус. Індекс *x* - вказує на те, що теплоємність розглядається в процесі, в якому деякий параметр тіла *x* залишається незмінним.

Істинна теплоємність являє собою граничне значення середньої теплоємності, коли інтервал $\Delta t = t_2 - t_1$ прямує до нуля, тобто

$$C_x = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{dQ}{dt}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{град}}, \quad (3.25)$$

Відмінність середньої теплоємності від істинної полягає в тому, що перша визначається для деякого температурного інтервалу, а друга - для конкретної точки температурного інтервалу.

Теплоємність є величина екстенсивна. Тому, щоб мати можливість порівнювати теплоємності різних систем, вводять в розгляд питому масову, молярну і об'ємну теплоємності.

Істинні питомі теплоємності:

- масова $c_x = C_x/M$, кДж/(кг·град);

- молярна $\mu c_x = C_x/(M/\mu) = \mu C_x/M$ кДж/(кмоль·град);

де M/μ - кількість кіломолей, що складає систему.

- об'ємна $c_x' = C_x/V = C_x/(Mv) = C_x\mu/(MV_\mu) = \mu c_x/V_\mu$, кДж/(м³·град);

тут враховано, що молярний об'єм $V_\mu = v\mu$, м³/кмоль.

Середні питомі теплоємності:

- масова $c_{xm} = C_{xm}/M$, кДж/(кг·град);

- молярна $\mu c_{xm} = C_{xm} \cdot \mu/M$, кДж/(кмоль·град);

- об'ємна $c_{xm}' = C_{xm}/V = \mu c_{xm}/V_\mu$, кДж/(м³·град);

Розрахунок кількості тепла визначається на основі формули (3.25)

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} C_x dt, \quad (3.26)$$

Якщо теплота підводиться до системи, то вона приймається за додатну величину, якщо відводиться, то – за від’ємну. В загальному випадку теплоємність залежить від температури і тиску. Разом з тим, залежність теплоємності від тиску проявляється набагато слабше, ніж від температури. Тому при розрахунку тепла беруться до уваги, в основному, такі три часткові випадки: теплоємність не залежить від температури, тобто є постійною величиною; теплоємність є лінійною функцією температури; теплоємність – нелінійна функція температури.

Для першого випадку, коли $C_{xm} = const$, у відповідності з формулою (3.26), маємо

$$Q = C_{xm}(t_2 - t_1). \quad (3.27)$$

В кінетичній теорії матерії лінійна залежність теплоємності від температури для газу, переважно двоатомного, достатньо точно описуються співвідношенням

$$C_{xm} = a + bt. \quad (3.28)$$

Розв’язання інтегралу (3.26), з врахуванням виразу (3.28), дає

$$Q = a(t_2 - t_1) + (b/2) \cdot (t_2^2 - t_1^2). \quad (3.29)$$

В результаті ділення даного співвідношення на величину $t_2 - t_1$ отримується формула середньої теплоємності для випадку її лінійної залежності від температури

$$C_{xm|t_1}^{t_2} = Q / (t_2 - t_1) = a + (b/2) \cdot (t_2 + t_1). \quad (3.30)$$

Постійні a і b визначаються експериментально для кожного газу, і, за формулою (3.30), записуються в таблиці за видом газу і температурним інтервалом. Теплота в цьому випадку розраховується за залежністю

$$Q = C_{xm|t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1). \quad (3.31)$$

В кінетичній теорії матерії нелінійна залежність теплоємності від температури для газу, переважно триатомного, визначається співвідношенням

$$C_{xm|t_1}^{t_2} = a + bt + d t^2. \quad (3.32)$$

Але на практиці, при теплових розрахунках в даному випадку, як і в попередньому, надають перевагу не розв’язанню інтегралів, а введенню середніх теплоємностей, що значно спрощує розв’язання теплових задач.

Зміст цієї операції можна вяснити, коли розглянути схему, що наведена

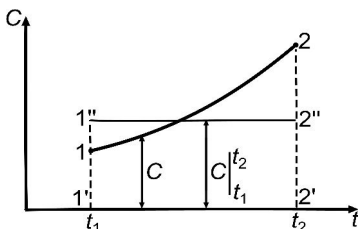


Рис. 3.1. Схема до визначення залежності між теплоємностями: істинною C_x і середньою C_{xm}

на рис.3.1. Лінія 1-2 графічно відображає деяку нелінійну залежність істинної теплоємності C_x від температури t . Площа під лінією 1-2 у визначеному масштабі рівна кількості тепла Q , що приймала участь в процесі

$$Q = n \cdot l \cdot 22'1' = \int_{t_1}^{t_2} C_x dt. \quad (3.33)$$

На відрізку $1'2'$, що відповідає температурному інтервалу $t_1...t_2$, будується прямокутник $1'1''2''2'$, вертикальна сторона якого приймається



за середню теплоємність $C_{xmlt}^{t_2}$. Обов'язковою умовою побудови є рівність площ прямокутника $l \cdot l'' \cdot 2'' \cdot 2'$ і фігури $l22'1'$, тобто

$$C_{xmlt}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1) = \int_{t_1}^{t_2} C_x dt. \quad (3.34)$$

Звідки

$$C_{xmlt}^{t_2} = [l/(t_2 - t_1)] \cdot \int_{t_1}^{t_2} C_x dt. \quad (3.35)$$

Формула (3.35) встановлює співвідношення між істинною і середньою теплоємностями. Експериментальне визначення теплоємностей проводять для інтервалів $0, 100, 200, 300, \dots$ градусів Цельсія і зводяться в таблиці для кожного виду газу, що приймав участь в експериментах. Теплоємності, що відповідають проміжним температурам, визначаються інтерполяцією.

При розв'язанні теплових задач, з врахуванням середніх теплоємностей, формула (3.26) приймає такий вигляд

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} C_x dt = \int_0^{t_2} C_x dt - \int_0^{t_1} C_x dt. \quad (3.36)$$

Із співвідношення (3.33) отримуємо

$$\text{при } t_1 = 0, \int_0^{t_2} C_x dt = C_{xml0}^{t_2} \cdot t_2 \text{ і при } t_2 = 0 \int_0^{t_1} C_x dt = C_{xml0}^{t_1} \cdot t_1 \quad (3.37)$$

В результаті співвідношення (3.36) зведеться до вигляду

$$Q = C_{xml0}^{t_2} \cdot t_2 - C_{xml0}^{t_1} \cdot t_1. \quad (3.38)$$

Теплоємності $C_{xml0}^{t_2}$ і $C_{xml0}^{t_1}$ визначаються з відповідних таблиць.

Із співставлення залежностей (3.33), (3.34) і (3.38) випливає

$$C_{xmlt}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1) = C_{xml0}^{t_2} \cdot t_2 - C_{xml0}^{t_1} \cdot t_1. \quad (3.39)$$

$$\text{і} \quad C_{xmlt}^{t_2} = [l/(t_2 - t_1)] \cdot (C_{xml0}^{t_2} \cdot t_2 - C_{xml0}^{t_1} \cdot t_1). \quad (3.40)$$

Значення середньої теплоємності в температурному інтервалі „ $t_2 \dots t_1$ ” розраховується за формулою (3.40). При цьому кількість тепла визначається за залежністю

$$Q = C_{xmlt}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1). \quad (3.41)$$

Викладена вище методика розрахунку враховує істинні і середні теплоємності. Аналогічно виконується розрахунок і з врахуванням питомих теплоємностей, як істинних так і середніх. Відмінність полягає в тому, що результатом розрахунку є не абсолютна, а питома кількість тепла, наприклад, питома масова кількість тепла $q = Q/m$, kJ/kg і ін.

3.5. Теплоємність при постійному об'ємі та тиску.

Значний інтерес в технічній термодинаміці становлять теплоємності визначені в процесах, що проходять в умовах постійного об'єму C_V і постійного тиску C_P . Щоб з'ясувати фізичний зміст таких величин, розглянемо функціональні залежності $U = U(T, V)$; $H = H(T, P)$. У відповідності з функціональ-

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V dT + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T dV = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V dT, \quad (3.42)$$

$$dU = \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T dp = \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P dT. \quad (3.43)$$

Тут враховано, що при $V = const$ приріст $dV=0$ і при $p = const$ приріст $dp=0$.

Похідна $(\partial U/\partial T)_V$ приймається за теплоємність при постійному об'ємі C_V , тобто *ізохорна* теплоємність

$$C_V = (\partial U/\partial T)_V \quad (3.44)$$

і визначається як приріст внутрішньої енергії системи при збільшенні її температури на один градус.

Похідна $(\partial H/\partial T)_P$ приймається за теплоємність при постійному тиску C_P , тобто *ізобарна* теплоємність

$$C_P = (\partial H/\partial T)_P \quad (3.45)$$

і визначається як приріст ентальпії системи при збільшенні її температури на один градус.

Необхідно мати на увазі, що зміни внутрішньої енергії і ентальпії будь-якого термодинамічного процесу, відповідно, дорівнюють

$$dU = C_V dt, \quad (3.46)$$

$$dH = C_P dt, \quad (3.47)$$

На рис 3.2 приведена класифікація теплоємностей.

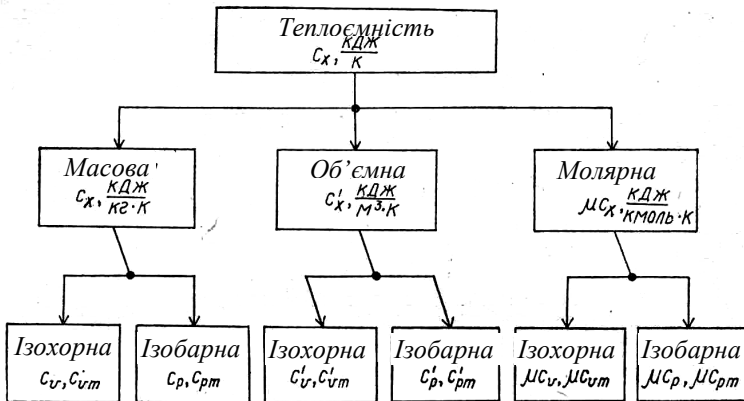


Рис. 3.2. Класифікація теплоємностей

Використання таблиць для розрахунку теплоємностей.



Для розв'язання задач, в яких вважають залежність теплоємності від температури нелінійною, використовується інтерполяційна формула Ейткіна, у відповідності з якою

$$c_{x|0}^t = [1/(t_2 - t_1)] \cdot [c_2(t_2 - t) - c_1(t_1 - t)], \quad (3.48)$$

де t – температура задана за умовою задачі; $c_{x|0}^t$ – відповідна їй теплоємність; t_1 ; t_2 – температури, що межують в таблиці з температурою t ; c_1 ; c_2 - відповідні цим температурам теплоємності.

Приклади розв'язання задач

Задача 3.1.

Повітря в кількості 5 м^3 при тиску $0,4 \text{ МПа}$ і температурі 30°C нагрівається при постійному тиску до температури 120°C . Визначити кількість підведеної до повітря теплоти, вважаючи теплоємність постійною.

Дано:

$$V_1 = 5 \text{ м}^3;$$

$$p_1 = 0,4 \text{ МПа} = 400000 \text{ Па}$$

$$t_1 = 30^\circ\text{C} = 303 \text{ К};$$

$$t_2 = 120^\circ\text{C}; T_2 = 393 \text{ К};$$

$$Q_p = ?$$

Розв'язання

1. Для даного випадку при $c = \text{const}$ формула (3.27) набуває такого вигляду

$$Q = C_{xm}(t_2 - t_1) = Mc_p(t_2 - t_1) = V_n c_p'(t_2 - t_1);$$

2. Масу газу знайдемо з характеристичного рівняння стану

$$M = p_1 V_1 \mu / (R_\mu T_1) = 400000 \cdot 5 \cdot 29 / (8314 \cdot 303) = 23 \text{ кг.}$$

3. Об'єм газу при нормальних умовах ($T_n = 273 \text{ К}$; $p_n = 101325 \text{ Па}$) визначаємо за рівнянням ()

$$V_n = p_1 V_1 T_n / (p_n T_1) = 400000 \cdot 5 \cdot 273 / (101325 \cdot 303) = 17,8 \text{ м}^3.$$

4. Вважаючи повітря двоатомним газом знаходимо теплоємності:

$$c_p = \mu c_p / \mu = 29,31 / 29 = 1,01 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$c_p' = \mu c_p' / 22,4 = 29,31 / 22,4 = 1,308 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{К)};$$

5. Отже,

$$Q_p = Mc_p(t_2 - t_1) = 23 \cdot 1,01 \cdot (393 - 303) = 2091 \text{ кДж};$$

$$Q_p = V_n c_p'(t_2 - t_1) = 17,8 \cdot 1,308 \cdot (393 - 303) = 2095 \text{ кДж.}$$

Відповідь: $Q_p = 2093 \text{ кДж}$;

Задача 3.2.

Суміш складається з 6 кг газу CO_2 і 2 кг газу O_2 . Визначити відносний масовий склад, відсотковий об'ємний склад суміші і молекулярну масу суміші за об'ємним складом.

Дано:

$$M_{\text{CO}_2} = 5 \text{ кг};$$

$$M_{\text{O}_2} = 2 \text{ кг};$$

$$m_{\text{CO}_2} = ?; m_{\text{O}_2} = ?;$$

$$r_{\text{CO}_2} = ?; r_{\text{O}_2} = ?; \mu = ?.$$

Розв'язання

1. Відносний масовий склад суміші знаходимо за формулою (3.4)

$$m_{\text{CO}_2} = M_{\text{CO}_2} / M = 5 / (5 + 2) = 0,714 = 71,4\%.$$

$$m_{\text{O}_2} = M_{\text{O}_2} / M = 2 / (5 + 2) = 0,286 = 28,6\%.$$

2. Відсотковий об'ємний склад суміші

$$r_{\text{CO}_2} = (m_{\text{CO}_2} / \mu_{\text{CO}_2}) / (m_{\text{CO}_2} / \mu_{\text{CO}_2} + m_{\text{O}_2} / \mu_{\text{O}_2}) = (0,714 / 44) / (0,714 / 44 + 0,286 / 32) = 0,645.$$

$$r_{\text{O}_2} = (m_{\text{O}_2} / \mu_{\text{O}_2}) / (m_{\text{CO}_2} / \mu_{\text{CO}_2} + m_{\text{O}_2} / \mu_{\text{O}_2}) = (0,286 / 32) / (0,714 / 44 + 0,286 / 32) = 0,355.$$

4. Молекулярну масу суміші знаходимо з формули (3.16)



$$\mu = \mu_{CO_2} r_{CO_2} + \mu_{O_2} r_{O_2} = 44 \cdot 0,645 + 32 \cdot 0,355 = 39,74.$$

Відповідь: $m_{CO_2} = 0,714 = 71,4\%$; $m_{O_2} = 0,286 = 28,6\%$; $r_{CO_2} = 0,645$;
 $r_{O_2} = 0,355$; $\mu = 39,74$.

Задача 3.3.

Відсотковий склад сухих (без вмісту H_2O) димових газів наступний:

$r_{CO_2} = 10,3\%$; $r_{O_2} = 8,2\%$; $r_{N_2} = 81,5\%$. Знайти молекулярну масу і газову постійну суміші. Знайти питомий об'єм і густину газової суміші при $p_{абс} = 750$ мм рт.ст. і температурі $600^\circ C$.

Дано:

$$r_{CO_2} = 10,3\%;$$

$$r_{O_2} = 8,2\%;$$

$$r_{N_2} = 81,5\%;$$

$$p = 750 \text{ мм рт. ст.} =$$

$$= 1 \text{ бар} = 100000 \text{ Па};$$

$$t = 600^\circ C; T = 873 \text{ К.}$$

$$\mu = ?; R_{см} = ?; \nu = ?;$$

$$\rho = ?.$$

Розв'язання

1. Молекулярну масу суміші знаходимо за формулою (3.16)

$$\mu = \mu_{CO_2} r_{CO_2} + \mu_{O_2} r_{O_2} + \mu_{N_2} r_{N_2} = 44 \cdot 0,103 + 32 \cdot 0,082 +$$

$$+ 28 \cdot 0,815 = 29,976 \text{ кг.}$$

2. Газова стала суміші

$$R_{см} = 8314 / \mu = 8314 / 29,976 = 277,35 \text{ Дж/(кг·К)};$$

3. Питомий об'єм суміші з рівняння стану

$$\nu = R_{см} T / p = 277,5 \cdot 873 / 100000 = 2,47 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

4. Густина суміші газів

$$\rho = 1/\nu = 1/2,47 = 0,405 \text{ кг/м}^3.$$

Відповідь: $\mu = 29,976$ кг; $R_{см} = 277,35$ Дж/(кг·К); $\nu = 2,47$ м³/кг;

$$\rho = 0,405 \text{ кг/м}^3.$$

Контрольні питання.

1. Який газ прийнято вважати ідеальним?
2. В чому сутність закону Дальтона?
3. Що таке парціальний тиск і парціальний об'єм газу?
4. Який зв'язок між об'ємними і масовими частками газової суміші?
5. Як визначається газова постійна і середня молекулярна маса газової суміші?
6. Що називається теплоємністю і чи є вона функцією стану речовини?
7. Що називається питомою, масовою, об'ємною, кіломолярною теплоємністю газу і який зв'язок існує між ними?
8. Від чого залежить питома теплоємність газу?
9. Яка різниця між питомими теплоємностями газу при постійному тиску і постійному об'ємі?
10. Які теплоємності більші: ізохорні чи ізобарні і чому?
11. Як визначаються істинна і середня теплоємності?
12. Як визначаються питомі, об'ємні і молярні теплоємності для суміші газів?



4.1. Політропічні процеси

Вивчення термодинамічного процесу складається з визначення: роботи, яка здійснюється в даному процесі; зміни внутрішньої енергії і кількості теплоти; а також у встановленні зв'язку між окремими величинами, що характеризують стан газу.

Термодинамічний процес, в якому теплоємність робочого тіла постійна, називається *політропічним*. Цей процес визначається залежністю

$$p v^n = const,$$

де n – показник політропи.

Окремі випадки політропічного процесу: при $n = \pm\infty$ – ізохорний ($v = const$); при $n = 0$ – ізобарний ($p = const$); при $n = 1$ – ізотермічний ($t = const$); при $n = k$ – адіабатичний ($dq = 0$). Графіки основних термодинамічних процесів відповідно мають назви: ізохора, ізобара, ізотерма, адіабата і політропа.

4.2. Аналіз і зображення в p - v та T - s діаграмах основних термодинамічних процесів: ізохорного, ізобарного, ізотермічного, адіабатичного і політропічного.

Для проведення аналізу використовують такі позначення питомих величин: $q = Q/M$ – теплота, $u = U/M$ – внутрішня енергія, $h = H/M$ – ентальпія, $l = L/M$ – робота; kJ/kg .

Рівняння в абсолютних величинах через питомі запишеться, наприклад, у такому вигляді: рівняння першого закону термодинаміки $dQ = dU + pdV$ ділиться на масу $M = const$, в результаті отримаємо

$$dQ/M = dU/M + pdV/M \quad \text{або} \quad dq = du + pdv. \quad (4.1)$$

Ізохорний процес. Ізохорний процес протікає за умови постійного об'єму ($v = const$). Такий процес може здійснюватися при нагріванні газу, який вміщено в закриту посудину. Щоб отримати рівняння ізохорного процесу використовують рівняння стану для 1 кг ідеального газу $pv = RT$, в якому питомий об'єм v приймається за постійну величину, тобто

$$p/T = R/v = const \quad (4.2)$$

В p - v координатах графік процесу являє собою пряму лінію, яка паралельна осі Op (рис.4.1а). Процес може проходити як з підвищенням тиску (пряма 1-2), так і з його пониженням (пряма 1-2').

Записавши для крайніх точок 1, 2 рівняння стану і поділивши їх одне на друге, отримаємо залежність між параметрами ідеального газу в ізохорному процесі

$$p_1 v = RT_1; \quad p_2 v = RT_2;$$

або

$$p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (4.3)$$

Таким чином, в цьому процесі тиск ідеального газу прямо пропорційний його температурі (закон Шарля), тобто

$$p_2/T_2 = p_1/T_1 = const.$$

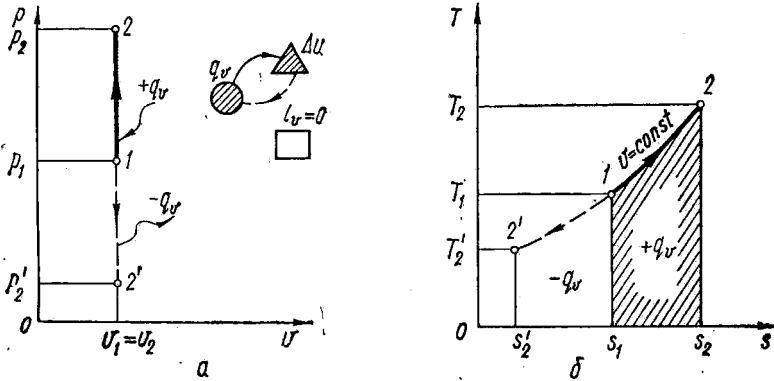


Рис. 4.1. Графіки ізохорного процесу з ідеальним газом: а) в p - v координатах; б) в T - s координатах

Оскільки в ізохорному процесі об'єм – це величина постійна, то робота зміни об'єму системи дорівнює нулю ($dv=0$). Перший закон термодинаміки (4.1) для ізохорного процесу має вигляд

$$dq = du = c_v dt, \tag{4.4}$$

тут враховано, що $v=const$ і $dv = 0$. Із співвідношення (4.4) випливає, що теплота, яка підводиться до системи чи відводиться від неї, витрачається на зміну її внутрішньої енергії.

Кількість теплоти q і внутрішньої енергії u , що приймають участь у процесі, який протікає в температурному інтервалі $t_1 - t_2$, розраховується за формулою

$$q = \Delta u = \int_{t_1}^{t_2} c_v dt. \tag{4.5}$$

Для випадку, коли $c_v = const$

$$q = \Delta u = c_v(t_2 - t_1). \tag{4.6}$$

Для випадку, коли c_v - лінійна чи нелінійна функція температури, розрахунок виконується за середньою теплоємністю

$$q = \Delta u = c_{vm} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1). \tag{4.7}$$

або

$$q = \Delta u = c_{vm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} t_1. \tag{4.8}$$

Зміну питомої ентропії в ізохорному процесі знайдемо за формулою (2.31) при $v_1 = v_2$

$$\Delta s_v = c_{vm} \ln(T_2/T_1) \tag{4.9}$$

$$\Delta s_v = c_{pm} \ln(p_2/p_1). \tag{4.10}$$



З виразу (4.9) випливає, що між питомою ентропією і температурою ідеального газу існує логарифмічна залежність. В T - s координатах ця залежність зображується кривою 1-2, рис. 4.1б. Схема енергетичного балансу для ізохорного процесу показана на рис. 4.1а. Доля питомої теплоти, яка витрачається на зміну внутрішньої енергії газу в ізохорному процесі,

$$\varphi = \Delta u_v / q_v = 1, \tag{4.11}$$

оскільки $q_v = \Delta u_v$.

Ізобарний процес. Ізобарним називається термодинамічний процес, який відбувається при постійному тиску, $p = const$. Такий процес можливо здійснити, якщо розмістити газ в щільний циліндр з рухомим поршнем, на який діє постійна зовнішня сила при підведенні або відведенні теплоти. При нагріванні температура газу підвищується, і він, розширюючись, виштовхує поршень з циліндра. При відводі теплоти температура газу знижується, і його об'єм зменшується, а поршень занурюється в циліндр під дією зовнішньої сили.

Щоб отримати рівняння ізобарного процесу використовують рівняння стану для 1 кг ідеального газу $p v = R T$, в якому тиск p приймають за постійну величину, тобто

$$v/T = R/p = const \quad \text{або} \quad v_1/v_2 = T_1/T_2. \tag{4.12}$$

Звідси випливає, що в ізобарному процесі об'єм v і температура T пропорційні один одному (закон Гей-Люсака). В p - v координатах графік процесу зображується горизонтальною прямою 1-2, рис. 4.2а.

Ізобарний процес протікає в умовах змінного об'єму: система може розширюватися чи стискатися. Тому ізобарний процес супроводжується виконанням роботи, яка обумовлена зміною об'єму системи. Питома робота, що виконується в ізобарному процесі,

$$l_p = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \tag{4.13}$$

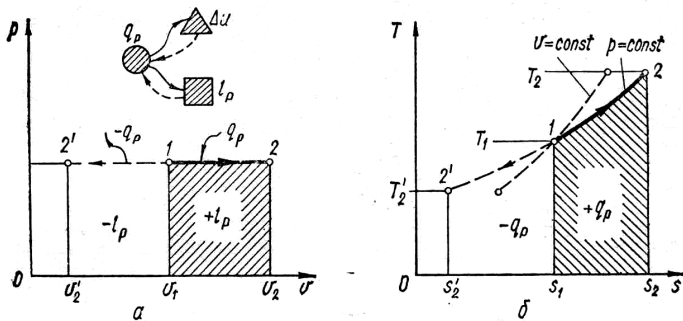


Рис. 4.2. Графіки ізобарного процесу з ідеальним газом: а) в p - v координатах; б) в T - s координатах.



В p - v координатах, у відповідному масштабі, робота визначається площею, що лежить під лінією процесу 1-2.

Для ідеального газу з рівняння стану $pv_2 = RT_2$; $pv_1 = RT_1$, звідси $v_2 = RT_2/p$; $v_1 = RT_1/p$, тоді

$$l_p = R(T_2 - T_1). \quad (4.14)$$

З виразу (4.14) випливає фізичний зміст питомої газової сталої. Якщо в ізобарному процесі температура 1 кг ідеального газу змінюється на 1 К, то $l_p = R$, тобто *питома газова стала – це робота, яка здійснюється 1 кг ідеального газу в ізобарному процесі при зміні його температури на 1 К.*

Рівняння першого закону термодинаміки відповідно формули (2.17) $dq = dh - vdp$, для ізобарного процесу, записується таким чином

$$dq = dh = c_p dt, \quad (4.15)$$

де враховано, що $p = const$; $dp = 0$. Із співвідношення (4.15) випливає, що теплота, яка підводиться до системи або відводиться від неї в ізобарному процесі, витрачається на зміну ентальпії.

Кількість теплоти q та ентальпії h , які приймають участь в процесі, що протікає в інтервалі $t_1 - t_2$, за формулами

$$q = h = \int_{t_1}^{t_2} c_p dt. \quad (4.16)$$

Для випадку, коли $c_p = const$

$$q = h = c_p(t_2 - t_1). \quad (4.17)$$

Для випадку, коли c_p є лінійною чи нелінійною функцією температури, розрахунок ведеться за середньою теплоємністю

$$q = h = c_{pm} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad (4.18)$$

або

$$q = h = c_{pm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} t_1, \quad (4.19)$$

Зміна внутрішньої енергії в цьому процесі при постійній теплоємності

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1), \quad (4.19a)$$

а при змінній теплоємності

$$u_2 - u_1 = c_{vm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} t_1. \quad (4.19б)$$

Вираз для розрахунку зміни питомої ентропії ідеального газу в ізобарному процесі можливо отримати на основі рівняння (2.31), при умові $p_2 = p_1$

$$\Delta s_p = c_{pm} \ln(T_2/T_1), \quad (4.20)$$

або з урахуванням співвідношення (4.12)

$$\Delta s_p = c_{pm} \ln(v_2/v_1), \quad (4.21)$$

Отже, на T - s діаграмі ізобара є також логарифмічною кривою, рис. 4.2б, (штриховою лінією нанесена ізохора). Через те, що $c_p > c_v$, то ізобара більш полого ніж ізохора.

Схема енергетичного балансу для ізобарного процесу показана на рис. 4.2а. Доля питомої теплоти, яка витрачається на зміну питомої внутрішньої енергії ідеального газу в ізобарному процесі



$$\varphi_p = \Delta u_p / q_p = c_v \Delta t / (c_p \Delta t) = 1/k, \quad (4.22)$$

тобто, ізобарний процес – це такий процес, в якому $1/k$ доля питомої теплоти витрачається на зміну питомої внутрішньої енергії ідеального газу. Наприклад, для двоатомного газу $k = 1,41$ і $\varphi_p = 0,714$; тобто $\approx 71\%$ теплоти іде на зміну питомої внутрішньої енергії і лише $\approx 29\%$ - на виконання роботи.

Ізотермічний процес. Ізотермічний процес протікає при постійній температурі ($T = const$). Практично здійснити ізотермічний процес з газом досить важко. Адже для того, щоб в процесі стиску або розширення температура газу залишалася незмінною, необхідно, щоб за період переходу між двома станами, що мало відрізняються, газ встиг віддати оточуючому середовищу або отримати від нього певну кількість теплоти.

Рівняння ізотермічного процесу отримується з використанням рівняння стану для 1 кг ідеального газу $pv = RT$, в якому температура T приймається за постійну величину, тобто

$$pv = const; \quad \text{або} \quad p_1/p_2 = v_2/v_1 \quad (4.23)$$

Звідси випливає, що в ізотермічному процесі тиск p і об'єм v обернено пропорційні (закон Бойля-Маріотта). Рівняння ізотермічного процесу в p - v координатах графічно зображуються рівнобічною гіперболою 1-2, рис 4.3а.

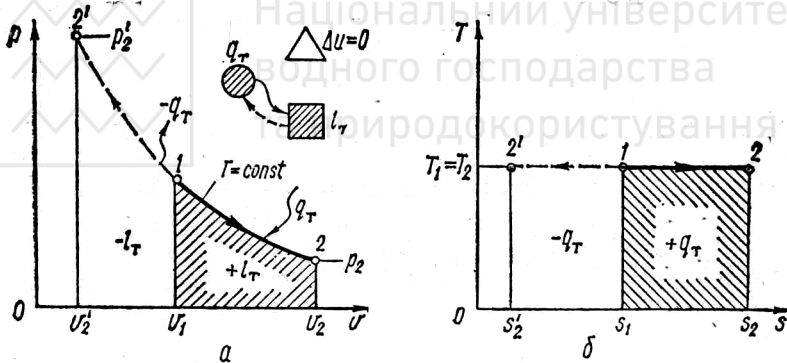


Рис. 4.3. Графіки ізотермічного процесу з ідеальним газом: а) в p - v координатах; б) в T - s координатах

Ізотермічний процес протікає із зміною об'єму: система розширюється чи над нею виконується робота стиску. Тому він буде супроводжуватися роботою l зміни об'єму v , яка розраховується у відповідності з із співвідношенням для роботи рівноважного термодинамічного процесу

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (4.24)$$

Величина p знаходиться з рівняння стану для 1 кг ідеального газу $p = RT/v$. З урахуванням p отримаємо

$$l_T = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (4.25)$$



Рівняння першого закону термодинаміки $dq = du + dl$, для ізотермічного процесу, має вигляд

$$dq = dl, \quad (4.26)$$

де враховано, що $T = const$ і $du = c_v dT = 0$. $U = const$, $i = const$, тобто внутрішня енергія і ентальпія ідеального газу залишаються незмінними. Із співвідношення (4.26) випливає, що теплота, яка приймає участь в ізотермічному процесі, витрачається на виконання роботи, тобто $dq = dl = pdv$.

Із співвідношення, що визначає поняття теплоємності $c = dq/dT$ випливає, що теплоємність ізотермічного процесу прямує до нескінченності.

Питома теплота, яка необхідна для здійснення процесу, згідно виразу для першого закону термодинаміки $q = \Delta u + l$, буде мати вигляд

$$q_T = l_T = RT \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (4.27)$$

або з урахуванням виразу для визначення питомої кількості теплоти через значення ентропії

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds. \quad (4.28)$$

отримаємо

$$q_T = T(s_2 - s_1). \quad (4.29)$$

Вираз для розрахунків питомої ентропії ідеального газу в ізотермічному процесі отримують на основі залежності (2.31)

$$\Delta s_T = s_2 - s_1 = q_T/T = R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (4.30)$$

Графік ізотермічного процесу в T - s координатах зображено на рис 4.3б. Доля питомої теплоти, яка витрачається на зміну внутрішньої енергії ідеального газу в ізотермічному процесі,

$$\varphi_T = \Delta u/q_T = 0/q_T = 0. \quad (4.31)$$

Адіабатичний процес. Адіабатичний процес протікає в умовах відсутності теплообміну з оточуючим середовищем, тобто $dq = 0$, $q = 0$. Умова $q = 0$ для адіабатичного процесу є необхідною, але недостатньою. Наприклад, в процесі стиску газу може виникнути така ситуація, при якій на початку процесу температура газу нижча, ніж температура стінки посудини, в якій виконується стиск, і газ отримає деяку кількість тепла від стінок посудини. А, починаючи з деякого моменту стиску, температура газу виявиться вищою за температуру стінок посудини, і газ віддає деяку кількість тепла стінкам посудини. В частковому випадку кількість тепла, що отримав газ, виявиться рівною кількості тепла, яку газ віддав. В результаті цього сумарний баланс теплообміну буде дорівнювати нулю, тобто $q = 0$. Таким чином, необхідною і достатньою умовою адіабатичного процесу є умова $dq = 0$.

Подібно ізотермічному, здійснити на практиці адіабатичний процес дуже важко. Такий процес може протікати з робочим тілом, яке розміщене в посу-

дині, наприклад в циліндрі з поршнем, що оточений товстим шаром високоякісного теплоізоляційного матеріалу. Але і такі матеріали мають, хоча і малу, але досить суттєву теплопровідність. В результаті невелика кількість теплоти буде проходити крізь стінки посудини від робочого тіла до оточуючого середовища або навпаки. Таку теплоізольовану посудину можна розглядати тільки як наближену модель адіабатного середовища. Проте, багато термодинамічних процесів, які здійснюються в теплотехніці, відбуваються дуже швидко, і за час їх протікання робоче тіло не встигає обмінятися теплотою з оточуючим середовищем. Тому такі процеси з певною точністю можна розглядати як адіабатичні.

Для того, щоб отримати рівняння адіабатичного процесу, використовують рівняння першого закону термодинаміки $dq = du + pdv$, яке для адіабатичного процесу приймає вигляд

$$du + pdv = c_v dT + pdv = 0. \tag{4.32}$$

Із рівняння стану для 1 кг ідеального газу $pv = RT$ знаходять величину dT

$$dT = \frac{pdv + vdp}{R} = \frac{pdv + vdp}{c_p - c_v}, \tag{4.33}$$

де враховано, що $c_p = c_v + R$; В результаті підстановки величини dT в рівняння (4.32), отримаємо

$$\frac{c_v}{c_p - c_v} \frac{pdv + vdp}{c_p - c_v} + pdv = \frac{pdv + vdp}{c_p / c_v - 1} + pdv = 0 \quad \text{або}$$

$$pdv + vdp + (c_p/c_v - 1)pdv = pdv + vdp + (c_p/c_v)pdv - pdv = 0$$

тоді

$$vdp + (c_p/c_v)pdv = 0.$$

Поділивши останнє рівняння на vp , остаточно отримаємо

$$\frac{dp}{p} + \frac{c_p}{c_v} \cdot \frac{dv}{v} = 0. \tag{4.34}$$

Вважаючи, що $c_p = const$ і $c_v = const$, вводимо в розгляд величину $k = c_p/c_v$, яка визначається як показник адіабати. Оскільки $c_p > c_v$, то $k > 1$. З урахуванням величини k рівняння (4.34) зводиться до вигляду

$$\frac{dp}{p} + k \cdot \frac{dv}{v} = 0. \tag{4.35}$$

В результаті інтегрування рівняння (4.35) отримаємо

$$\ln p + k \cdot \ln v = const \tag{4.36}$$

або

$$pv^k = const. \tag{4.37}$$

Рівняння (4.37) являє собою рівняння адіабатичного процесу, яке в p - v координатах графічно зображується нерівнобічною параболою 1-2. Оскільки $k > 1$, нерівнобічна гіпербола проходить крутіше гіперболи рівнобічної, рис. 4.4а, тобто в p - v координатах ізотерма проходить більш похило, ніж адіабата.

Щоб отримати формули, які встановлюють співвідношення між термодинамічними параметрами в адиабатичному процесі визначимо два довільних стани 1 і 2 (рис. 4.4а) і запишемо для них рівняння (4.37) у вигляді

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \quad (4.38)$$

Звідси випливає, що

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k. \quad (4.39)$$

Для тих самих точок 1 і 2 запишемо рівняння стану для 1 кг ідеального газу

$$p_1 v_1 = RT_1; \quad p_2 v_2 = RT_2. \quad (4.40)$$

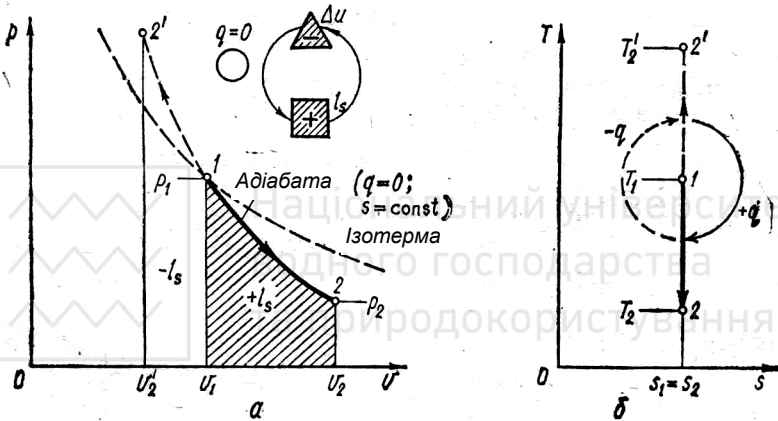


Рис. 4.4. Графіки адиабатичного процесу з ідеальним газом: а) в p - v координатах; б) в T - s координатах

В результаті ділення другого рівняння на перше, з урахуванням формули (4.39), отримаємо

$$\frac{RT_2}{RT_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{-1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}. \quad (4.41)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}. \quad (4.42)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.43)$$

Формули (4.39), (4.42), (4.43) встановлюють співвідношення між термічними параметрами v , p і в адиабатичному процесі.

Для отримання формули для розрахунку роботи в адиабатичному процесі використовується рівняння першого закону термодинаміки $dq = du + dl$, яке для адиабатичного процесу записується у вигляді

$$dl = -du = -c_v dT. \quad (4.44)$$

В результаті інтегрування рівняння (4.44) в інтервалі від T_1 до T_2 , при умові, що $c_v = const$, отримаємо

$$l_s = -c_{vm}(T_2 - T_1). \quad (4.45)$$

Із рівняння $c_p = c_v + R$ випливає, що $c_p/c_v = 1 + R/c_v$ або $k = 1 + R/c_v$, звідси

$$c_v = R/(k-1). \quad (4.46)$$

Тоді формула для l_s (4.45) зведеться до вигляду

$$l_s = - \frac{R}{k-1} (T_2 - T_1). \quad (4.47)$$

або

$$l_s = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (4.48)$$

З врахуванням співвідношень (4.42), (4.43) формула (4.48) може бути записана таким чином

$$l_s = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.49)$$

або

$$l_s = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.50)$$

Площа під лінією 1-2 адиабатичного процесу в p - v координатах, у відповідному масштабі, дорівнює роботі адиабатичного процесу.

Зміна ентальпії ідеального газу в адиабатичному процесі розраховується за формулою $\Delta h = c_{pm}(t_2 - t_1)$. За визначенням процесу $\delta q = 0$ і $ds = \delta q/T = 0$. Отже в адиабатичному процесі ентропія $s = const$. Доля питомої теплоти, яка витрачається на зміну внутрішньої енергії ідеального газу, в цьому процесі змісту не має.

Політропічний процес і його узагальнююче значення.

Будь-який процес зміни стану робочого тіла, який відбувається при постійній теплоємності, називається *політропічним*. Для того щоб отримати



рівняння політропічного процесу, вводиться в розгляд теплоємність c_n , *таким чином*

$$dq = c_n dT = du + p dv = c_v dT + p dv, \quad (4.51)$$

або

$$(c_n - c_v) dT - p dv = 0. \quad (4.52)$$

Підставивши в рівняння (4.52) величину dT з рівняння (4.33), будемо мати

$$dT = \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v}, \quad (4.53)$$

і отримаємо

$$(c_n - c_v) \cdot \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v} - p dv = 0. \quad (4.54)$$

або

$$(c_n - c_v)(p dv + v dp) - (c_p - c_v) p dv = 0. \quad (4.55)$$

Розкриваючи дужки, скорочуючи, отримаємо

$$c_n p dv + c_n v dp - c_v p dv - c_v v dp - c_p p dv + c_v p dv = 0. \quad (4.56)$$

Після перегрупування

$$(c_n - c_p) p dv + (c_n - c_v) v dp = 0. \quad (4.57)$$

або

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} p dv + v dp = 0. \quad (4.58)$$

Розділивши це рівняння на $p v$, отримаємо

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} \cdot \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (4.59)$$

Вводиться в розгляд величина

$$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}, \quad (4.60)$$

яка визначається як *показник політропи*. Співвідношення (4.60) може бути використане для визначення політропічної теплоємності c_n . В результаті розв'язання відносно c_n отримаємо формулу для розрахунку політропічної теплоємності. З рівняння (4.60)

$$n c_n - n c_v = c_n - c_p \quad \text{або} \quad c_n (n - 1) = n c_v - c_p = c_v \left(n - \frac{c_p}{c_v} \right) = c_v (n - k).$$

і остаточно

$$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (4.61)$$



$$\frac{dp}{p} + n \frac{dv}{v} = 0. \quad (4.62)$$

Інтегрування рівняння (4.62) дає

$$\ln p + n \ln v = 0. \quad (4.63)$$

або

$$p v^n = \text{const}. \quad (4.64)$$

Рівняння (4.64) є рівнянням політропічного процесу.

Оскільки рівняння політропічного процесу (4.64), за своєю конструкцією, аналогічне рівнянню адиабатичного процесу (4.37), то співвідношення розрахунку термічних параметрів і розрахунку роботи для політропічного процесу можна отримати з аналогічних співвідношень заміною k на n .

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n; \quad (4.65)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}. \quad (4.66)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.67)$$

$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (4.68)$$

$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (4.69)$$


$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (4.70)$$

Політропічний процес є узагальненим процесом. Це означає, зокрема, що, в залежності від величини показника політропи n , рівняння (4.64) може трансформуватися в рівняння елементарних термодинамічних процесів, які розглянуті вище, рис. 4.5.

Насправді:

$n = 0, p v^0 = p = \text{const}$ - ізобарний процес;

$n = \infty, (p v^\infty)^{1/\infty} = v p^{1/\infty} = v = \text{const}$ - ізохорний процес;


 Національний університет
 $n = 1; p\nu = \text{const}$ – ізоtermічний процес;
 $n = k; p\nu^k = \text{const}$ – адиабатичний процес.

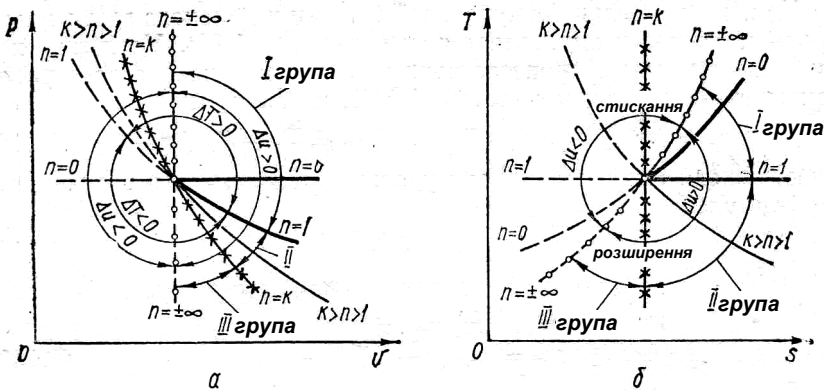


Рис. 4.5. Графіки політропічних процесів: а) в p - ν координатах; б) в T - s координатах

Приклади розв'язання задач

Задача 4.1.

Повітря масою 4 кг стискають при постійному надлишковому тиску 6 бар, віднімаючи 300 кДж тепла. Початкова температура 110°C. Визначити кінцеву температуру, виконану роботу і зміну об'єму.

Дано:

$M = 4$ кг;
 $p_{\text{над}} = 6 \text{ бар} = 600000 \text{ Па}$;
 $Q = -300$ кДж;
 $t = 110$ °C; $T = 383$ К.
 $t_2 = ?$; $L_p = ?$; $\Delta V = ?$.

Розв'язання

1. Теплоємність повітря як двохатомного газу
 $c_p = \mu c_p / \mu = 29,31/29 = 1,01$ кДж/(кг·К);
 2. Кількість відібраної теплоти відповідає залежності (3.27) $Q = Mc_p(t_2 - t_1)$, звідси
 $t_2 = t_1 + Q/(Mc_p) = 110 - 300/(4 \cdot 1,01) = 25,8$ °C;
 $T_2 = 293,5$ К.

3. Робота, яка виконана в процесі ізобарного стискання, за рівнянням (4.14)

$$L_p = M l_p = MR(T_2 - T_1) = 4 \cdot (8314/29)(293,5 - 383) = -102635 \text{ Дж.}$$

4. З формули (4.13) зміна об'єму дорівнює

$$\Delta V = V_2 - V_1 = M(v_2 - v_1) = M l_p / p = L_p / (p_{\text{над}} + p_{\text{бар}}) = -102635 / (6 + 1) \cdot 10^5 = -0,171 \text{ м}^3.$$

Відповідь: $t_2 = 25,8$ °C; $L_p = -102635$ Дж; $\Delta V = -0,171 \text{ м}^3$.

Задача 4.2.

Повітря масою 9 кг при тиску 1,4 бар і температурі 25°C стискається, причому об'єм зменшується в 3 рази. Визначити початкові і кінцеві параметри, виконану роботу і зміну внутрішньої енергії, якщо стискання відбувається ізотермічно.

Дано:

$M = 9$ кг;
 $p_1 = 1,4 \text{ бар} = 140000 \text{ Па}$;
 $t_1 = 25$ °C; $T_1 = 298$ К;

Розв'язання

1. Початковий об'єм з характеристичного рівняння стану (1.17)
 $V_1 = M(R_p/\mu)T_1/p = 9 \cdot (8314/29) \cdot 298 / 140000 = 5,49 \text{ м}^3$.

$$V_1/V_2 = 3$$

2. Кінцевий об'єм
 $V_2 = V_1/3 = 5,49/3 = 1,83 \text{ м}^3$.

$$V_1 = ?; V_2 = ?; p_2 = ?; L_p = ?; Q = ?; \Delta U = ?.$$

3. Кінцевий тиск згідно співвідношення $p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const}$

$$p_2 = p_1 V_1 / V_2 = 1,4 \cdot 5,49 / 1,83 = 4,2 \text{ бар.}$$

4. Кількість виконаної питомої роботи згідно рівняння (4.25)

$$l_p = p_1 V_1 \ln(V_2/V_1) = 140000 \cdot 5,49 \ln(1,83/5,49) = -844393 \text{ Дж} = -844 \text{ кДж.}$$

5. Кількість відведеного тепла $Q = -844 \text{ кДж}$.

6. Зміна внутрішньої енергії $\Delta U = 0$.

Відповідь: $V_1 = 5,49 \text{ м}^3$; $V_2 = 1,83 \text{ м}^3$; $p_2 = 4,2 \text{ бар}$; $l_p = -844 \text{ кДж}$;

$Q = -844 \text{ кДж}$; $\Delta U = 0$.

Задача 4.3.

Повітря масою 1 кг стискається за політропою від температури 257°C до 377°C . Визначити показник політропи n , якщо витрачена робота дорівнює -140000 Нм/кг/

Дано:

$$M = 1 \text{ кг};$$

$$t_1 = 257^\circ\text{C}; T_1 = 530 \text{ К};$$

$$t_2 = 377^\circ\text{C}; T_2 = 650 \text{ К};$$

$$l_{1-2} = -140000 \text{ Нм/кг.}$$

$$n = ?;$$

Розв'язання

1. Показник політропи визначаємо з формули роботи (4.68)

$$l_{1-2} = \frac{RT_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2), \text{ тобто}$$

$$n = \frac{R}{l_{1-2}} (T_1 - T_2) + 1 = \frac{R_\mu}{l_{1-2}\mu} (T_1 - T_2) + 1 = \frac{8314}{-140000 \cdot 29} (530 - 650) + 1 = 1,246.$$

Відповідь: $n = 1,246$.

Контрольні питання

1. Що входить в задачу аналізу термодинамічного процесу?
2. Як змінюється температура в ізохорному процесі?
3. Як довести, що в ізобарному процесі питома кількість теплоти дорівнює зміні питомої ентальпії?
4. Чому в ізобарному процесі при розширенні ідеального газу збільшується температура?
5. Чому в адиабатичному процесі при розширенні ідеального газу температура зменшується, а при стисканні зростає?
6. Що називається політропічним процесом?
7. В яких межах змінюється показник політропи?
8. Який показник політропи в основних термодинамічних процесах?
9. Що таке ентальпія і яка фізична сутність цієї термодинамічної функції?

5. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ РЕАЛЬНИХ ГАЗІВ І ПАРИ

5.1. Загальні властивості реальних газів



При високих тисках і малих температурах властивості реальних газів відрізняються від властивостей ідеальних газів. Так для реального газу не придатне рівняння стану ідеального газу, тобто $pv \neq RT$.

Найбільш яскраво відмінність властивостей реального газу від ідеального характеризує відношення $pv / RT = z$, яке називається *коефіцієнтом стискування*. Для ідеального газу $z = 1$, а для реального залежить від тиску і температури газу, причому може бути як меншим, так і більшим одиниці.

Між молекулами реального газу діють сили притягання - відштовхування, які змінюють тиск газу на стінки посудини. Наявність сил відштовхування запобігає щільному наближенню молекул. Тому об'єм, в якому можуть переміщуватися молекули реального газу, буде меншим об'єму, що ним займається, на величину b , яка чисельно наближено дорівнює чотирикратному власному об'єму молекул.

Найпростішим рівнянням стану реального газу є рівняння Ван-дер-Ваальса

$$(p + a/v^2)(v-b) = RT. \quad (5.1)$$

Тут член a/v^2 характеризує так званий *внутрішній тиск* газу, що обумовлений силами притягання його молекул; множник $(v - b)$ представляє *вільний об'єм*, тобто об'єм простору, в якому мають змогу переміщатися молекули газу. Сталі a і b , які відображують природу газу, обчислюють за так званими *критичними параметрами* газу.

Ізотерми, які побудовані за рівнянням Ван-дер-Ваальса, показані на рис. 5.1а. Хвилеподібна ділянка ізотерми $abcde$ відображає нестійкі стани: такі стани між a і b можливо отримати при дуже повільному і спокійному стисканні газу при відсутності центрів конденсації у вигляді пилу, крапель туману і інших часток. Такий хід ізотерми Ван-дер-Ваальса між точками a і b практично не досягається.

Дійсні ізотерми реального газу зображені на рис. 5.1б. Тут процес перетворення газу відбувається одночасно при постійних температурі і тиску (процес $a-e$). Тиск залишається незмінним, тому що в цьому випадку об'єм зменшується за рахунок часткової конденсації газової фази. В точці e увесь газ повністю перетворюється в рідину, і подальше підвищення тиску буде дещо зменшувати об'єм рідини. Зі збільшенням температури точки a і e зливаються в одну точку k , в якій ізотерма має тільки перегин і горизонтальну дотичну. Точка k називається *критичною точкою*, а відповідні їй параметри $p_{кр}$, $v_{кр}$ і $T_{кр}$ - *критичними*.

Критичний стан речовини був відкритий Д.І. Менделєєвим. В критичній точці зникає різниця між рідким і газовим станами.

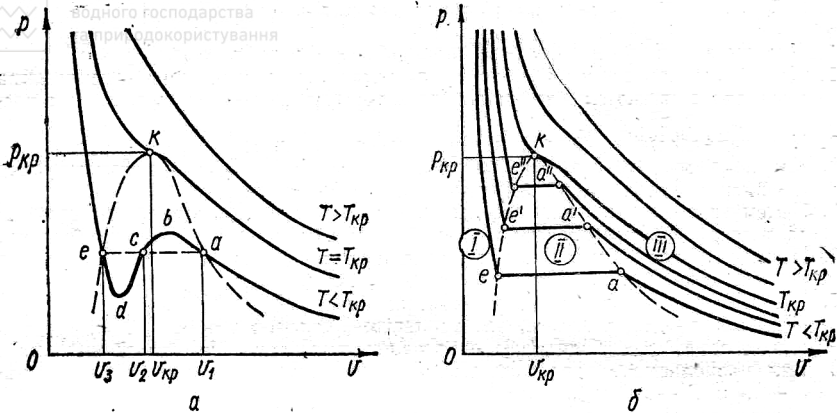


Рис. 5.1. Теоретичні (а) і дійсні (б) ізотерми реального газу

Відомо, що будь-яка речовина в залежності від зовнішніх умов (тиск, температура) може знаходитися в твердому, рідкому і газоподібному агрегатних станах, або *фазах*, а також одночасно бути в двох або трьох станах (стан, в якому знаходяться в рівновазі тверда, рідка і парова фази речовини, називається *триїною точкою*).

В теперішній час велику увагу приділяють отриманню напівемпіричних рівнянь стану. Більшість цих рівнянь має складний вид і практичне їх використання для розрахунків утруднене. За ними і експериментальними даними складають таблиці термодинамічних властивостей (питомих об'ємів, ентальпій, ентропій і ін.) і будують діаграми, що спрощує інженерні розрахунки і робить їх наочними.

5.2. Водяна пара. Процеси пароутворення у $p-v$ та $T-s$ діаграмах

Водяна пара і її характеристики.

Пара води найчастіше використовується в якості робочого тіла. Вода не має шкідливої дії на метали і живі організми і має відносно хороші термодинамічні властивості (великі теплоємність і теплоту пароутворення).

Процес отримання пари з рідини може здійснюватися випаровуванням і кипінням. *Випаровуванням* називається пароутворення, яке відбувається тільки з вільної поверхні і при будь-якій температурі; *Кипіння* – інтенсивне пароутворення по усій масі рідини, яке відбувається при наданні рідині через стінку посудини певної кількості теплоти. При цьому бульбашки пари, що утворюються біля стінок і всередині рідини, піднімаються на поверхню рідини.

Процес кипіння починається при досягненні рідиною температури, яка називається *температурою кипіння (насичення)* t_n і на протязі всього процесу ця температура залишається незмінною, тому що вся теплота витрачається на



пароутворення. Тиск, який відповідає температурі t_n , називається *тиском насичення* p_n .

Зворотний процес переходу пари в рідкий стан, який супроводжується відводом теплоти, називається *конденсацією*.

Насиченою називається пара, яка утворюється в процесі кипіння і знаходиться в термічній і динамічній рівновазі з рідиною. Насичена пара за своїм станом буває *сухою насиченою* і *вологою насиченою*.

Сухо насичена пара являє собою пару, яка не вміщує рідину і має температуру насичення $t = t_n$ при даному тиску. Двохфазна система, яка складається з сухої насиченої пари і рідини, називається *вологою насиченою паровою*.

Відношення маси сухої насиченої пари m_{cn} до маси вологої пари m_{en} називається *ступенем сухості* x вологої пари

$$x = m_{cn} / m_{en} = m_{cn} / (m_{cn} + m_{pid}), \quad (5.2)$$

де m_{pid} - маса рідини.

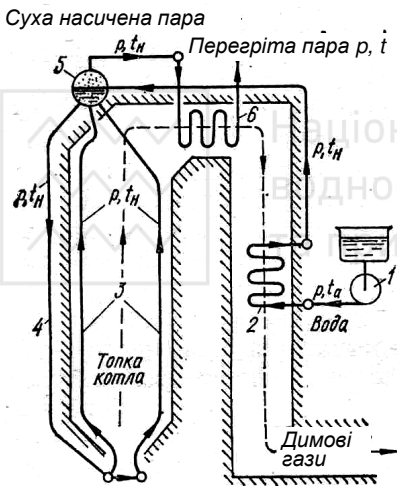


Рис. 5.2. Найпростіша схема котлоагрегату

до температури насичення t_n . З економайзера вода потрапляє через барабан 5 і опускні труби 4 в систему випарних трубок 3, які розташовані в топці котла. В випарних трубках за рахунок підводу теплоти від продуктів горіння частини води перетворюється в пару. Пароводяна суміш, що утворилася повертається в барабан 5, де розділяється на суху насичену пару і воду, яка знову повертається в випарний контур. Отримана таким чином сухо насичена пара з верхньої частини барабана поступає в пароперегрівник 6. Тут сухо насичена

Вочевидь, для киплячої рідини ($m_{cn} = 0$) $x = 0$; для сухої насиченої пари ($m_{pid} = 0$) $x = 1$.

Якщо до сухої насиченої пари продовжувати підводити теплоту, то її температура збільшиться. Пара, температура якої при даному тиску є більшою, ніж температура насичення ($t > t_n$), називається *перегрітою паровою*.

Для технічних потреб водяну пару отримують в парових котлах (котлоагрегатах), де спеціально підтримується постійний тиск. Найпростіша схема котлоагрегату показана на рис. 5.2.

Вода з резервуару подається насосом 1 в підігрівник (водяний економайзер) 2, де за рахунок теплоти димових газів (показані штриховою лінією) підігрівається

пара за рахунок гарячих димових газів перегрівається до потрібної температури перегрітої пари t .

Таким чином, процес отримання перегрітої пари складається з трьох послідовних стадій: підігріву води до температури насичення, пароутворення і перегріву пари до потрібної температури. Всі ці стадії відбуваються при постійному тиску і на термодинамічних діаграмах зображуються ізобарою.

Процеси пароутворення в $p-v$ та $T-s$ діаграмах.

На фазовій $p-v$ діаграмі, рис. 5.3, де область двохфазного стану обмежена кривими $x = 0$ і $x = 1$, ізобарний процес отримання пари зображено горизонтальною прямою ad . Тут названі три стадії характеризуються такими відрізками: ab – підігрів рідини до температури кипіння; bc – пароутворення; cd – перегрів пари.

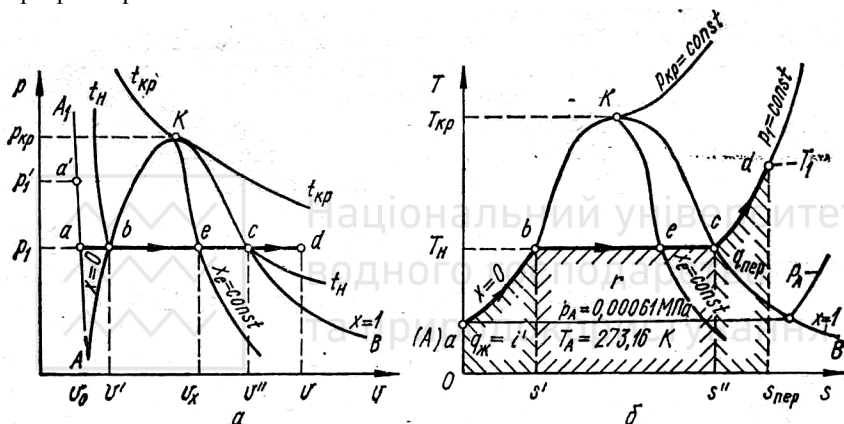


Рис. 5.3. Фазові діаграми процесу пароутворення: а) в $p-v$ координатах; б) в $T-s$ координатах

В задачу аналізу трьох стадій отримання перегрітої пари входять встановлення для кожної стадії особливостей початкового і кінцевого станів речовини, зміни питомих калоричних параметрів Δu , Δi , Δs і визначення питомої кількості теплоти. При цьому слід мати на увазі, що для реального газу виразом $\Delta u = c_{vm}\Delta t$ користуватися не можна, тому що питома внутрішня енергія реального газу залежить не тільки від температури, але й від об'єму.

На основі першого закону термодинаміки для ізобарного процесу зміни питомих внутрішньої енергії Δu і ентальпії Δi в процесах отримання водяної пари можливо визначити за формулами:

$$\Delta u = q_p - p\Delta v; \tag{5.3}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = q_p \tag{5.4}$$

Для розрахунків зміни питомої ентропії в ході процесу скористаємося виразом



$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \delta q_p / T. \quad (5.5)$$

Процес підігріву води до температури насичення. За початкову температуру води, яка поступає в котлоагрегат при будь-якому тиску, приймаємо температуру $t_a = 0^\circ\text{C}$. Тоді лінія AA_1 на рис. 5.3а буде відповідати так званій *холодній рідині* при різних тисках (ізотерма холодної рідини). Питомий об'єм води при цій температурі $v_a = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Із-за незначної стисливості води лінія AA_1 являє собою майже вертикальну пряму. Лівіше цієї лінії знаходиться область рівноважного співіснування води і льоду.

Початком відліку $u = 0$, $i = 0$, $s = 0$ для води прийнято рахувати трійну точку, в якій речовина може одночасно знаходитися в твердому, рідкому і газоподібному станах (точка A на рис. 5.3а). Кожній речовині в трійній точці відповідає строго визначені параметри. Так для води $p_A = 0,00061 \text{ МПа}$; $T_A = 273,16 \text{ К}$; $v_A = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Процес пароутворення при тиску $p_A = 0,00061 \text{ МПа}$ показаний на діаграмі ізобарою Av . При більш низьких тисках пара може існувати лише у рівновазі з льодом. Утворення пари безпосередньо з твердого стану (льоду) називається *сублімацією*.

Нехтуючи впливом тиску на зміни об'єму води, вважають для всіх станів її на лінії AA_1 $v_j = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$; $u_0 = 0$; $h_0 = 0$; $s_0 = 0$.

Кінцевий стан води в стадії підігріву (точка b) визначається досягненням при заданому тиску p_n температури насичення t_n , яка залежить від тиску, тобто $t_n = f(p_n)$. Ця залежність встановлюється експериментально і наводиться в таблицях.

Стани киплячої води при різних тисках будуть відповідати граничній кривій рідини AK , яка зображує залежність питомих об'ємів киплячої води v' від тисків. На цій кривій степінь сухості $x = 0$.

Параметри киплячої рідини позначаються відповідними буквами зі штрихом (v' , u' , h' , s' і ін.) і наводяться в таблицях в залежності від тиску p_n або температури t_n . Питома кількість теплоти, яка необхідна для здійснення цієї стадії отримання перегрітої пари називається *питомою теплотою рідини* за формулою (5.4)

$$q_{ab} = q_{p_{i0}} = h' - h_0 = \int_a^b c_{p, p_{i0}} dt, \quad (5.6)$$

або, враховуючи, що $h_0 = 0$ і $c_{p, p_{i0}} = c_{p_{m, p_{i0}}}$,

$$q_{p_{i0}} = h' = c_{p_{m, p_{i0}}} t_n. \quad (5.7)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії при підігріванні води за формулою (5.3)

$$\Delta u_{ab} = q_{ab} - p_n(v' - v_0) = h' - p_n(v' - v_0). \quad (5.8)$$

зміна питомої ентропії води в процесі ab

$$\Delta s_{ab} = s' - s_0 = \int_{T_0=273}^{T_n} c_{p, p_{i0}} dT / T = c_{p_{m, p_{i0}}} \ln(T_n/273), \quad (5.9)$$

тобто на T - s діаграмі, рис. 5.3б, ізобарний процес зміни стану води зображується логарифмічною кривою ab .



Ізобара води $p_{кр}$ проходить по лінії AK , а потім після перегину переходить в ізобару перегрітої пари.

Процес пароутворення. Подальше підведення теплоти до киплячої рідини, яке здійснюється у випарному контурі котлоагрегату, супроводжується інтенсивним пароутворенням всередині рідини і переходом частини води в пару. Таким чином, ділянки bc на рис. 5.3 відповідає рівноважний стан суміші рідини і пари.

Кінцевий стан в цій стадії характеризується повним перетворенням рідини в пару, яка буде мати температуру насичення води ($t_c = t_n$) при заданому тиску p_1 . Така пара має назву сухої насиченої пари. Отже, процес пароутворення є одночасно ізобарним ($p_n = const$) і ізотермічним ($t_n = const$), що відповідає процесам фазових перетворень. При цьому теплота витрачається не на підвищення температури, а тільки на подолання сил притягнення між молекулами і на роботу розширення пари.

Оскільки між температурою насичення t_n і тиском p_n існує однозначний зв'язок, то стан сухої насиченої пари буде визначатися лише одним параметром – тиском або температурою.

Стан сухої насиченої пари при різних тисках буде відповідати лінії BK на рис.5.3, яка називається *граничною кривою пари*. В кожній точці цієї кривої $x = 1$. Параметри сухої насиченої пари позначаються відповідними буквами з двома штрихами (v'' , u'' , h'' , s'' і ін.) і приводяться в таблицях в залежності від тиску p_n або температури t_n .

Необхідно наголосити на тому, що в процесі пароутворення питомий об'єм речовини різко зростає. Так, для води при $p_n = 0,1$ МПа питомий об'єм $v' = 0.001043$ м³/кг, тоді як $v'' = 1,696$ м³/кг, тобто в процесі пароутворення її об'єм зростає більше ніж в 1600 разів. При зростанні тиску питомий об'єм води зменшується і в критичній точці K доходить до $v'_{кр} = v''_{кр} = 0,0032$ м³/кг.

Питома кількість теплоти, яка витрачається на перетворення в процесі bc , називається *питомою теплотою пароутворення* r , або *питомою теплотою фазового перетворення*. Згідно формул (5.4) і (5.5)

$$r = h'' - h' = \text{пл.} | bcs''s'b | = T_n(s'' - s'), \quad (5.10)$$

звідки питома ентальпія сухої насиченої пари

$$h'' = h' + r. \quad (5.11)$$

З рівняння першого закону термодинаміки для ізобарного процесу

$$q_b = r = u'' - u' + p_n(v'' - v') \quad (5.12)$$

випливає, що питома теплота пароутворення витрачається як на зміну питомої внутрішньої енергії робочого тіла при постійній температурі $\beta = u'' - u'$; так і на питому роботу розширення $\psi = + p_n(v'' - v')$; тобто

$$r = \beta + \psi. \quad (5.13)$$

Величину β називають *питомою внутрішньою теплотою пароутворення* (вона становить більш 80 %), а величину ψ - *питомою зовнішньою теплотою пароутворення*.

3 T - s діаграми, рис. 5.3б, впливає, що з підвищенням тиску p_n або температури t_n питома теплота пароутворення r зменшується і при критичних параметрах (точка K) стає рівною нулю, тобто в цих умовах процес пароутворення відсутній.

Стан вологої насиченої пари (точка e на рис. 3.3) буде визначений якщо крім тиску p_n або температури t_n , буде відомий склад суміші, яка складається з киплячої води і сухої пари, що характеризується ступенем сухості x .

Питомий об'єм вологої пари

$$v_e = v_x = xv'' + (1-x)v' \quad (5.14)$$

Для звичайних умов $v' \ll v''$, тому другою складовою в рівнянні (5.14) можна знехтувати. Тоді

$$v_x \approx xv'' \quad (5.15)$$

звідки ступінь сухості вологої пари

$$x = v_x / v'' \quad (5.16)$$

тобто будь-яка точка поділяє відрізок bc на рис. 5.3. на частини, які пропорційні ступеню сухості.

З урахуванням рівняння (5.14) питомі ентальпію і ентропію вологої пари визначають за формулами

$$h_x = h' + rx \quad (5.17)$$

$$s_x = s' + r x/T \quad (5.18)$$

Процес перегріву пари. Цей процес характеризується підвищенням температури від температури насичення t_n до потрібної температури перегрітої пари t при постійному тиску за рахунок додаткового підведення теплоти до сухої насиченої пари в пароперегрівнику котлоагрегата (процес cd на рис. 5.3). Питомий об'єм пари при перегріві збільшується ($v > v''$). Отже, пара, яка має при даному тиску температуру або питомий об'єм більший, ніж відповідні параметри сухої насиченої пари, буде перегрітою. Різниця температур $t - t_n$ називається *ступенем перегріву пари*.

Стан перегрітої пари у відмінність від насиченої пари визначається не одним, а двома незалежними параметрами – звичайно тиском p і температурою t , тобто $v = f(p, t)$. Складені таблиці питомих параметрів перегрітої водяної пари v, h, s в залежності від тиску p і температури t . Кількість теплоти, яка необхідна для перегріву 1 кг сухої пари до потрібної температури t при постійному тиску, називається *питомою теплотою перегріву* q_{nep} . Аналогічно можна записати

$$q_{nep} = q_{cd} = i - i'' = \int_{t_n}^t c_p dT \quad (5.19)$$

звідки

$$h = h'' + c_{pm}(t - t_n) \quad (5.20)$$

де c_{pm} – питома ізобарна теплоємність перегрітої пари, яка залежить як від температури, так і від тиску.

Оскільки згідно першому закону термодинаміки

$$q_{nep} = (u - u'') + p(v - v'') \quad (5.21)$$



$$\Delta u_{cd} = q_{nep} - p(v - v'') = h - h'' - p(v - v''). \quad (5.22)$$

Зміна питомої енергії в процесі ізобарного перегріву пари згідно виразу (5.5)

$$\Delta s_{cd} = s - s'' = \int_{T_H}^T c_p dT / T = c_{pm} \ln(T/T_H). \quad (5.23)$$

Отже, процес перегріву пари на $T-s$ діаграмі (див. рис 5.3б) зображується логарифмічною кривою cd , а питома теплота перегріву q_{nep} – площею під цією кривою.

Через те, що питома кількість теплоти в ізобарному процесі дорівнює різниці питомих ентальпій ($q_{pid} = h'$; $r = h'' - h'$; $q_{nep} = h - h''$), то площа під ізобарою на $T-s$ діаграмі буде визначати питому ентальпію для даної точки ізобари. Таким чином, питома ентальпія киплячої води $h' = \text{пл.} |abs'oa|$; питома ентальпія насиченої пари $h'' = \text{пл.} |abcs''oa|$; питома ентальпія перегрітої пари $h = \text{пл.} |abcds_{nep}oa|$.

Зображення питомої теплоти процесу і ентальпії у вигляді площ досить наочне, що є перевагою $T-s$ діаграми в порівнянні з діаграмами іншого виду.

5.3. Термодинамічні таблиці водяної пари

В 1969 р. М.П.Вукаловичем, С.А.Ривкіним і А.Л.Александровим опубліковані таблиці теплофізичних властивостей води і водяної пари в двох системах одиниць для тисків до 1000 бар і 1000 кгс/см² і температури до 800°C.

Для насиченої пари таблиці будуються за тиском або температурою. Таблиці сухої насиченої пари вміщують значення $p, t, v', v'', \rho', r, h', h'', s', s''$.

Таблиці перегрітої пари будуються за тиском і температурою і в них приводяться значення v, i, s .

5.4. $h-s$ діаграма водяної пари ($i-s$ діаграма)

В практичних розрахунках процесів з водяною парою широке розповсюдження отримала $h-s$ діаграма, на якій питома теплота і ентальпія вимірюються не площами, а лінійними відрізками.

В системі координат $h-s$, рис 5.4, будують граничні криві AK і KB за табличними даними h', s' і h'', s'' . Гранична крива рідини проходить через початок координат, тому що при $t_H = 0^\circ\text{C}$ питомі ентропія і ентальпія рідини вважаються рівними нулю.

Потім наносять ізобари, які в області насиченої пари є одночасно ізотермами і являють собою прямі лінії, що розходяться.

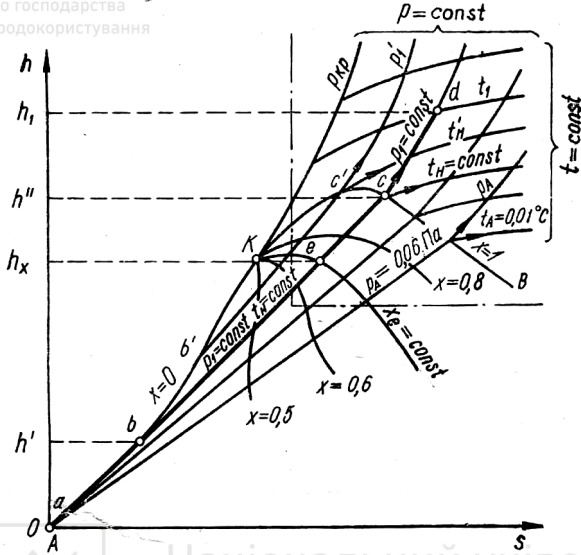


Рис. 5.4. h - s діаграма водяної пари

В області перегрітої пари ізобари і ізотерми не співпадають, причому ізобари піднімаються догори у вигляді логарифмічних кривих, а ізотерми прямують до горизонталі.

В області вологої пари на h - s діаграму наносяться лінії її однакового ступеню сухості, $x = \text{const}$. На цю ж діаграму часто наносять ізохори, які проходять крутіше ізобар (штрихові лінії), рис. 5.5.

Ізохорний процес ($v = \text{const}$) показано на рис 5.6. Из p - v діаграми (рис. 5.6a) випливає, що якщо початковий питомий об'єм вологої пари $v_1 > v_{кр}$, то при постійному об'ємі вологу пару можна перевести в суху насичену і перегріту пару (пряма 1-2). Якщо $v_1 < v_{кр}$, то підведення теплоти до вологої пари (пряма 1'-2') супроводжується не підсушкою її, а збільшенням вологості (ступінь сухості вологої пари зменшується). В цьому процесі робота $l = 0$, тому у відповідності з першим законом термодинаміки питома теплота

$$q_v = \Delta u = u_2 - u_1. \quad (5.24)$$

Оскільки значення питомої внутрішньої енергії в довідникових таблицях не наводять, то їх не можливо отримати безпосередньо з діаграми h - s (рис. 5.6b), то використовують формулу (5.4) і записують

$$q = \Delta u = (h_2 - p_2 v) - (h_1 - p_1 v); \quad (5.25)$$

або

$$q = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (5.26)$$

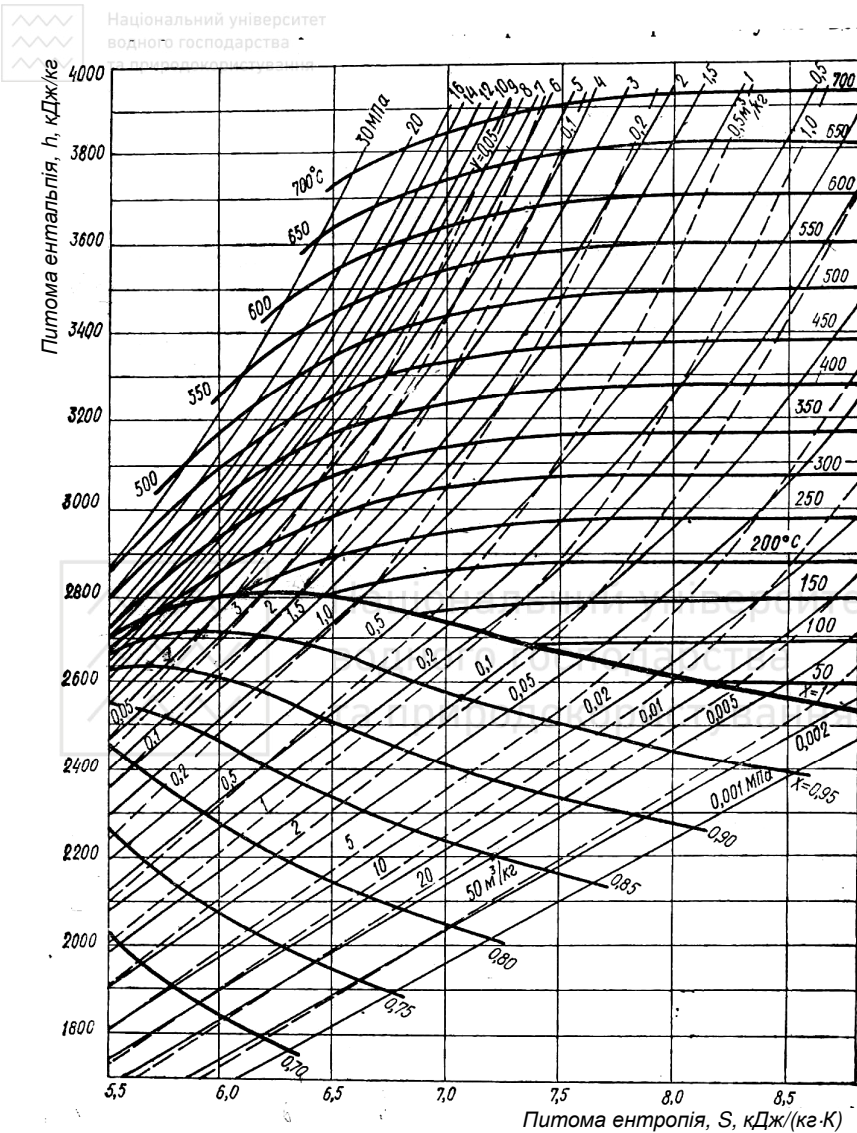


Рис. 5.5. Робоча частина h - s діаграми водяної пари

Ізобарний процес наведений на рис 5.7. Вже неодноразово відзначалося, що в області вологої пари (двохфазного стану) ізобара співпадає з ізотермою і в h - s діаграмі зображується прямою, а в області перегрітої пари – кривою з опуклістю до низу.

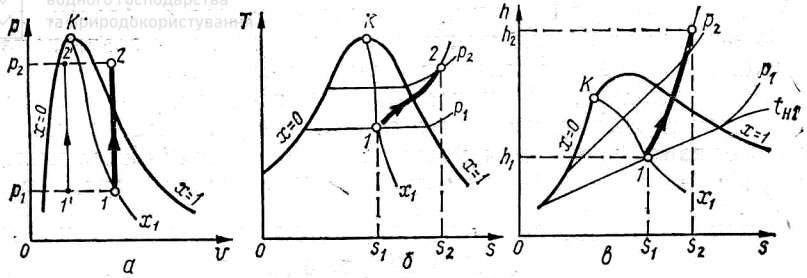


Рис 5.6. Графіки ізохорного процесу з водяною парою: а) в $p-v$ координатах; б) в $T-s$ координатах; в) на $h-s$ діаграмі.

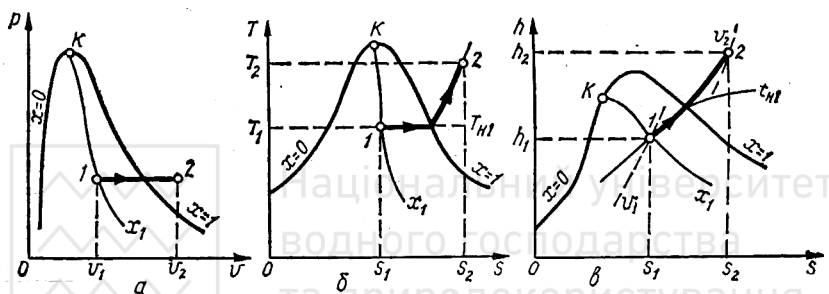


Рис. 5.7. Графіки ізобарного процесу з водяною парою: а) в $p-v$ координатах; б) в $T-s$ координатах; в) на $h-s$ діаграмі.

Зміна питомої внутрішньої енергії пари

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p v_2) - (h_1 - p v_1), \quad (5.27)$$

або

$$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - p (v_2 - v_1). \quad (5.28)$$

Питома робота, яка виконується в процесі

$$l_p = p (v_2 - v_1). \quad (5.29)$$

Питома теплота в процесі згідно формулі (5.5)

$$q_p = h_2 - h_1. \quad (5.30)$$

Ізотермічний процес показано на рис 5.8. Ізотерма в області насиченої пари співпадає з ізобарою і питома ентальпія пари змінюється в значній мірі. У відмінність від ідеального газу у водяній парі в ізотермічному процесі виникає зміна питомої внутрішньої енергії, причому

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1), \quad (5.31)$$

або

$$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (5.32)$$

Питому теплоту в цьому процесі зручно знаходити так

$$q_T = T(s_2 - s_1). \quad (5.33)$$

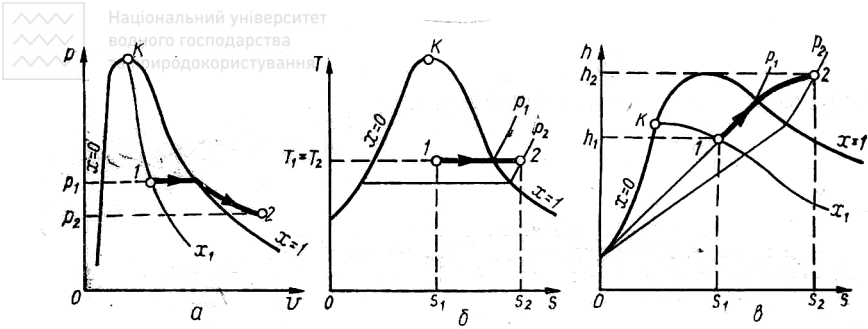


Рис. 5.8. Графіки ізотермічного процесу з водяною парою: а) в $p-v$ координатах; б) в $T-s$ координатах; в) на $h-s$ діаграмі.

Питома робота, яка виконується в процесі, визначається на основі першого закону термодинаміки

$$l_T = q_T - \Delta u. \quad (5.34)$$

Адіабатний (ізоентропічний) процес показаний на рис. 5.9. При адіабатному процесі розширення пари її тиск і температура понижуються і, як це виходить з графіків, перегріта пара стає сухою насиченою (точка 1'), а потім вологою парою (точка 2).

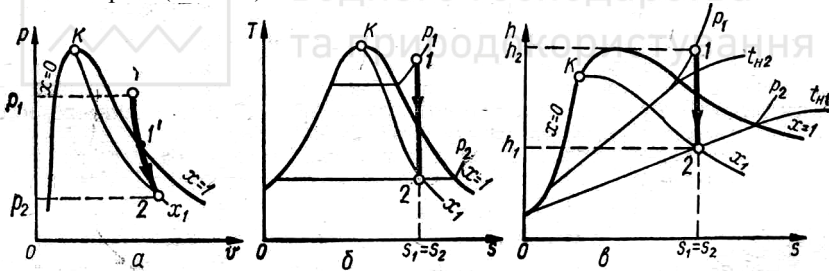


Рис. 5.9. Графіки адіабатного процесу з водяною парою: а) в $p-v$ координатах; б) в $T-s$ координатах; в) на $h-s$ діаграмі.

В цьому процесі $dq = 0$ і питома робота розширення здійснюється за рахунок зміни внутрішньої енергії пари

$$l_s = \Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2). \quad (5.35)$$

Адіабатний процес з водяною парою наближено може бути описаний емпіричним рівнянням $pv^k = const$, яке за виглядом не відрізняється від рівняння адіабати для ідеального газу. В випадку сухої пари показник адіабати $k = 1,135$; а в випадку перегрітої пари – $k = 1,3$ (цей показник не дорівнює відношенню c_p/c_v , а є лише емпіричним показником степеню).

Визначити з таблиці 7 додатка температуру, питомий об'єм, густину, ентальпію і ентропію сухої насиченої пари при тиску 2 МПа.

Дано:

$$p = 2 \text{ МПа};$$

$$t_n = ?; v'' = ?; \rho'' = ?;$$

$$h'' = ?; s'' = ?.$$

Розв'язання

1.3 таблиці 7 додатка заданому тиску відповідають наступні параметри насиченої пари:
температура $t_n = 212, 37^\circ\text{C}$;

$$\text{питомий об'єм } v'' = 0,09958 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$\text{густина } \rho'' = 1/v'' = 1/0,09958 = 10, 042 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{ентальпія } h'' = 2799 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{ентропія } s'' = 6,34 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Відповідь: $v'' = 0,09958 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\rho'' = 10, 042 \text{ кг/м}^3$; $h'' = 2799 \text{ кДж/кг}$;
 $s'' = 6,34 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Задача 5.2.

Знайти тиск, питомий об'єм, густину, ентальпію, теплоту пароутворення і ентропію води, якщо вона знаходиться в стані кипіння і температура її дорівнює 200°C .

Дано:

$$t = 200^\circ\text{C};$$

$$p = ?; v' = ?; \rho' = ?;$$

$$h' = ?; r = ?; s' = ?$$

Розв'язання

1.3 таблиці 8 додатка заданій температурі відповідають наступні параметри киплячої води:

тиск $p = 1,5551 \text{ МПа}$; питомий об'єм $v' = 0,0011565 \text{ м}^3/\text{кг}$

густина $\rho' = 1/v' = 1/0,0011565 = 864,68 \text{ кг/м}^3$; ентальпія $h' = 852,4 \text{ кДж/кг}$;

теплота пароутворення $r = h'' - h' = 2793 - 852 = 1941 \text{ кДж/кг}$;

ентропія $s' = 2,3308 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Відповідь: $p = 1,5551 \text{ МПа}$; $v' = 0,0011565 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\rho' = 864,68 \text{ кг/м}^3$;
 $h' = 852,4 \text{ кДж/кг}$; $r = 1941 \text{ кДж/кг}$; $s' = 2,3308 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Задача 5.3.

Визначити стан водяної пари, якщо її тиск 1,5 МПа, а температура 250°C .

Дано:

$$p = 1,5 \text{ МПа};$$

$$t = 250^\circ\text{C};$$

$$t_n = ?; t - t_n = ?.$$

Розв'язання

1.3 таблиці 7 додатка заданому тиску відповідає температура насиченої пари $t_n = 198,28^\circ\text{C}$. Ця температура нижча заданої, тому пара перегріта, причому перегрів становить $t - t_n = 250 - 198,28 = 51,72^\circ\text{C}$.

Відповідь: $t_n = 198,28^\circ\text{C}$; $t - t_n = 51,72^\circ\text{C}$.

Задача 5.4.

Визначити стан водяної пари, якщо її тиск 0,5 МПа, а питомий об'єм $v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Дано:

$$p = 0,5 \text{ МПа};$$

$$v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$x = ?$$

Розв'язання

1.3 таблиці 7 додатку заданому тиску відповідає питомий об'єм $v'' = 0,3747 \text{ м}^3/\text{кг}$. Таким чином, для заданого стану $v'' > v$, тому пара є вологою. Ступінь сухості пари

рівняння (5.14) $x = (v_x - v') / (v'' - v')$, де $v_x = v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ і згідно таблиці 7 додатка $v' = 0,001093 \text{ м}^3/\text{кг}$. Тоді $x = (0,2 - 0,001093) / (0,3747 - 0,001093) = 0,532$; або за наближеною формулою (5.16) $x = v_x / v'' = 0,2 / 0,3747 = 0,533$.

Таким чином, розрахунок за наближеною формулою для даного випадку досить точний.

Відповідь: $x = 0,532$.

Задача 5.5.

Визначити внутрішню енергію сухої насиченої пари при тиску 2,5 МПа.

Дано:

$p = 2,5 \text{ МПа} = 2500 \text{ кПа}$

$u'' = ?$

Розв'язання

1.3 формули для визначення ентальпії $h'' = u'' + pv''$ внутрішня питома енергія сухої насиченої пари

$u'' = h'' - pv''$.

Згідно таблиці 7 додатка заданому тиску відповідає питомий об'єм $v'' = 0,0831 \text{ м}^3/\text{кг}$ і ентальпія $h'' = 2801 \text{ кДж/кг}$.

Отже, $u'' = 2801 - 2500 \cdot 0,0831 = 2593 \text{ кДж/кг}$.

Відповідь: $u'' = 2593 \text{ кДж/кг}$.

Задача 5.6.

Визначити кількість теплоти, яка витрачається на перегрів 1 кг сухої насиченої пари при тиску 8 МПа до температури 400°C.

Дано:

$p = 8 \text{ МПа} = 8000 \text{ кПа}$

$t_{пер} = 400^\circ\text{C}$.

$q_{пер} = ?$

Розв'язання

1.3 таблиці 7 додатка $h'' = 2758 \text{ кДж/кг}$, а з [11, таблиця ХУ] (або діаграми $h-s$) $h = 3135 \text{ кДж/кг}$.

2. Згідно формули (5.19) питома теплота перегріву

$q_{пер} = h - h'' = 3135 - 2758 = 377 \text{ кДж/кг}$.

Відповідь: $q_{пер} = 377 \text{ кДж/кг}$.

Контрольні питання

1. Яке найпростіше рівняння стану реального газу?
2. Що таке насичена і перегріта пара? Які бувають види насиченої пари?
3. Чи є тиск і температура в процесі кипіння речовини незалежними?
4. Що називається ступенем сухості пари?
5. Чим характеризується критичний стан води?
6. Чим відрізняється ентальпія пари від теплоти пари?
7. Яким явищем супроводжується перетворення води у перегріту пару?
8. Як практично визначаються питомий об'єм, ентальпія і ентропія води і водяної пари?
9. Як побудувати діаграму $h-s$ для водяної пари?



6.1. Основні визначення і характеристики вологого повітря

Суміш сухого повітря з водяною парою називається *вологим повітрям*.

Знання властивостей вологого повітря має особливо велике значення для проектування і експлуатації сушильних і вентиляційно-зволожувальних установок.

В атмосферному повітрі, як правило, пара знаходиться під невеликим тиском і в перегрітій стані. Тому вологе повітря розглядають як суміш ідеальних газів, за винятком можливості конденсації водяної пари (фазове перетворення).

Згідно закону Дальтона тиск вологого повітря, який дорівнює барометричному $p_{бар}$, являє собою суму парціальних тисків сухого повітря $p_{сн}$ і водяної пари p_n , тобто

$$p_{бар} = p_{сн} + p_n, \quad (6.1)$$

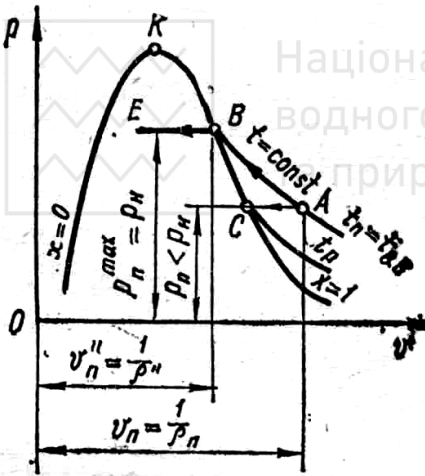


Рис. 6.1 Діаграма p - v перегрітої водяної пари

Стан перегрітої пари в суміші характеризується на p - v діаграмі точкою A , рис. 6.1.

Суміш сухого повітря і перегрітої водяної пари називається *ненасиченим вологим повітрям*.

При заданих температурі і тиску вологого повітря завжди існує такий стан, коли в ньому вміщується максимально можлива в цих умовах кількість водяної пари. Цьому стану на p - v діаграмі буде відповідати точка B , де водяна пара є сухою насиченою. При цьому густина водяної пари буде максимальною ρ_n^{max} і рівною густині сухої насиченої пари ρ_n при заданій тем-

пературі вологого повітря t , тобто згідно з таблицею насиченої пари $\rho_n^{max} = \rho'' = \rho_n$.

Суміш сухого повітря і сухої насиченої водяної пари називається *насиченим вологим повітрям*. Таким чином, точка B на рис. 6.1 відповідає максимально можливій кількості водяної пари у вологому повітрі при даній температурі і є межею насичення.

Процес насичення може відбуватися і при незмінній кількості водяної пари, якщо охолоджувати насичене вологе повітря при постійному парціальному тискові пари p_n (процес А-С). В точці С пара стає насиченою, і при подальшому незначному зниженні її температури утворюється туман (виникає випадіння роси). Температура, до якої необхідно охолодити вологе повітря при постійному тиску, щоб воно стало насиченим, називається *температурою точки роси* t_p .

Щоб охарактеризувати пароповітряну суміш, необхідно знати її склад. Стан вологого повітря визначається його відносною вологістю і вологовмістом. Розрізняють абсолютну і відносну вологість.

Абсолютною вологістю повітря, або масовою концентрацією водяної пари в повітрі, називається кількість водяної пари, яка приходить на 1 м^3 вологого повітря, тобто

$$M_n/V_{en} = M_n/V_n = \rho_n \quad (6.2)$$

Оскільки об'єм вологого повітря V_{en} дорівнює об'єму пари V_n , то абсолютна вологість повітря чисельно дорівнює густині пари ρ_n , яка в ньому вміщується.

Відношення абсолютної вологості ρ_n до максимально можливої абсолютної вологості $\rho_n^{\max} = \rho_n$, яка відповідає температурі t_n , характеризує ступінь насичення і називається *відносною вологістю повітря*, тобто

$$\varphi = \rho_n / \rho_n^{\max} = \rho_n / \rho_n \quad (6.3)$$

Відносна вологість змінюється від $\varphi = 0$ (сухе повітря) до $\varphi = 100 \%$ (вологе насичене повітря), тобто $0 \leq \varphi \leq 1$, і характеризує ступінь насичення повітря водяною парою по відношенню до стану повного насичення при тій же температурі.

З урахуванням того, що водяна пара в повітрі відповідає рівнянню стану ідеальних газів, то для перегрітої пари $p_n v_n = R_n T$. Для сухої насиченої пари при такій же температурі $p_n v_n'' = R_n T$. Зі співставлення цих рівнянь маємо $p_n v_n = p_n v_n''$. Поділивши цей вираз на $p_n v_n$, отримаємо

$$\frac{p_n}{p_n} = \frac{v_n''}{v_n} = \frac{\rho_n}{\rho_n''} = \frac{\rho_n}{\rho_n} \quad (6.4)$$

отже

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} \quad (6.5)$$

Парціальний тиск в стані насичення p_n знаходять з таблиць для насиченої пари при температурі $t_n = t_{en}$. Парціальний тиск p_n також визначається за цими таблицями, знаючи температуру точки роси t_p .

Оскільки в процесах з вологим повітрям (підігрів, охолодження) кількість сухого повітря не змінюється, доцільно всі питомі величини відносити

до 1 кг сухого повітря. Маса водяної пари, яка приходить на 1 кг сухого повітря, називається *вологовністю*.

$$d = M_n/M_{cn} = \rho_n/\rho_{cn}. \quad (6.6)$$

При введеному припущенні про ідеальність водяної пари і сухого повітря можна записати

$$p_n V_n = M_n R_n T_n; \quad p_{cn} V_{cn} = M_{cn} R_{cn} T_{cn}.$$

Вважаючи, що $V_n = V_{cn}$ і $T_n = T_{cn}$, отримаємо

$$d = M_n/M_{cn} = R_{cn} p_n / (R_n p_{cn}) = 287 p_n / (462 p_{cn}) = 0,622 p_n / p_{cn}. \quad (6.7)$$

Якщо врахувати, що $p_{\text{бар}} = p_{cn} + p_n$ і $p_n = \varphi p_n$, то

$$d = 0,622 \varphi p_n / (p_{\text{бар}} - \varphi p_n). \quad (6.8)$$

Значення d , які виражені в кілограмах пари на 1 кг сухого повітря, малі, тому в практичних розрахунках вологовміст d виражають в грамах вологи на кілограм сухого повітря, тобто

$$d = 622 \varphi p_n / (p_{\text{бар}} - \varphi p_n). \quad (6.9)$$

Густина вологого повітря $\rho_{\text{вн}}$ визначають як суму густини пари ρ_n і сухо-го повітря ρ_{cn} при їх парціальних тисках

$$\rho_{\text{вн}} = \rho_{cn} + \rho_n. \quad (6.10)$$

Якщо $d = \rho_n/\rho_{cn}$, то

$$\rho_{\text{вн}} = \rho_{cn} (1 + d) = \rho_n (1 + d) / d \quad (6.11)$$

Ентальпію вологого повітря H відносять до 1 кг сухого повітря або до $(1+d)$ кг вологого повітря і визначають як суму ентальпій 1 кг сухого повітря і d кг водяної пари

$$H = h_{cn} + h_n d = c_{p, cn} t + h_n d. \quad (6.12)$$

При температурах і тисках, які застосовуються в сушильних установках, наближено вважають теплоємність сухого повітря $c_{p, cn} = 1$ кДж/(кг К), а питому ентальпію водяної перегрітої пари $h_n = (r + c_{pn} t)$ кДж/кг. Тоді при малих тисках питома теплота пароутворення $r = 2500$ кДж/кг, питома теплоємність перегрітої пари $c_{pn} = 1,9$ кДж/кг і вираз (6.12) приймає вигляд

$$H = t + (2500 + 1,9 t) d. \quad (6.13)$$

6.2. H - d діаграма (i - d діаграма) вологого повітря.

Визначення параметрів вологого повітря, дослідження процесів з ним значно спрощуються і стають наочними, якщо використовувати H - d діаграму вологого повітря, яка була запропонована в 1918 р. проф. Л.К Рамзінім.

Для зручності вісь абсцис напрямлена під кутом 135° до осі ординат. Тому лінії $H = \text{const}$ опиняються нахиленими під кутом 45° до горизонту. Щоб скоротити розміри діаграми, значення вологовмісту d з осі абсцис перенесено на горизонтальну умовну вісь $0-0'$.

На діаграму наносять сітку ізотерм, які побудовані за формулою (6.13). Ці ізотерми являють собою прямі лінії, кутовий коефіцієнт яких визначається рівнянням $\partial H/\partial d = 2500 + 1,9 t$.

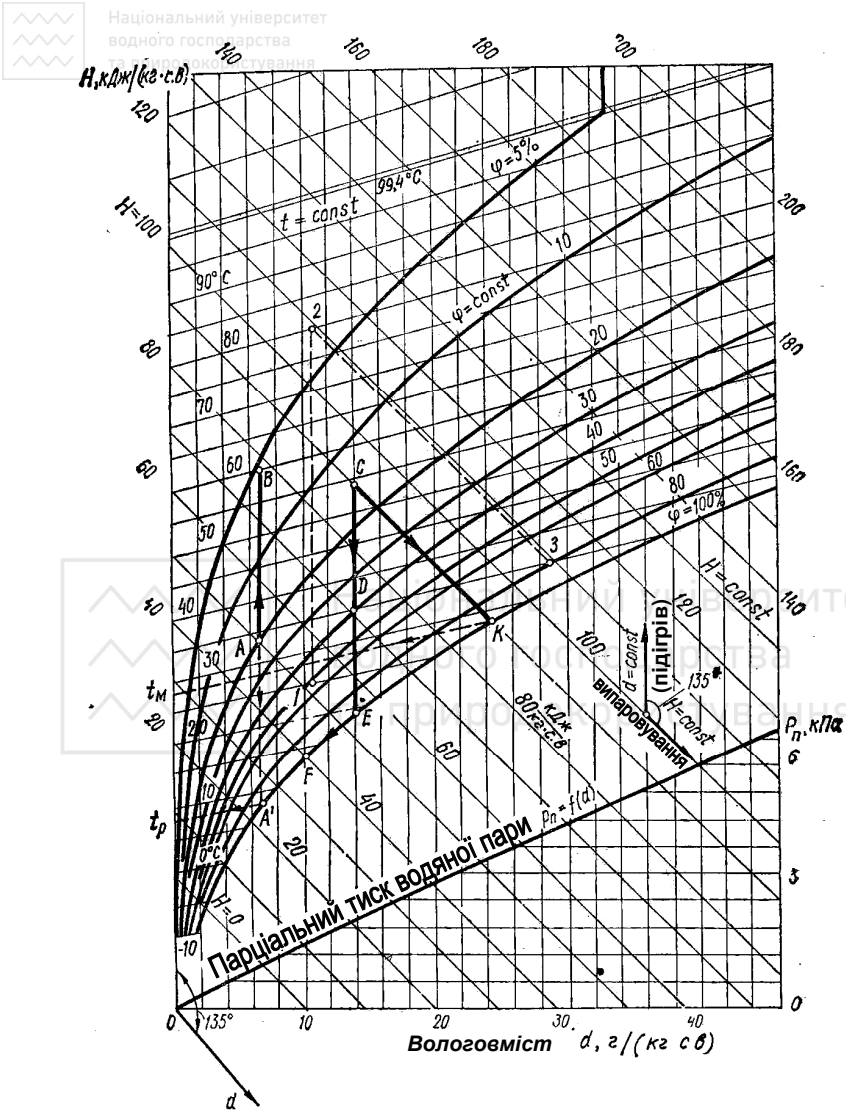


Рис. 6.2. $H-d$ діаграма ($i-d$ діаграма) вологого повітря

На кожній ізотермі знаходять точки з однаковими значеннями відносної вологості повітря φ . З'єднавши їх, отримують сітку кривих $\varphi = const$. Крива $\varphi = 100\%$ зображує стан волого насиченого повітря і є граничною кривою. Вона розділяє область ненасиченого вологого повітря (зверху) і область пересиченого повітря (знизу), в якій волога частково знаходиться в крапельно-му (або твердому – сніг, лід) стані.

$H-d$ діаграму будують, як правило, для тиску вологого повітря $p \approx 99$ кПа, що відповідає середньому річному барометричному тиску в центральних районах держави.

Лінії $\varphi = const$ піднімаються до ізотерми $99,4^\circ\text{C}$ (температура насичення при $p = 99$ кПа), після чого стають майже вертикальними, тому, що при $t > t_n$ відносна вологість повітря φ залежить лише від вологовмісту d . Дійсно, при $t > t_n$ парціальний тиск пари $p_n = \varphi p_{бар}$. Тоді

$$d = 0,622 \varphi p_{бар} / (p_{бар} - \varphi p_{бар}) = 0,622 \varphi / (1 - \varphi), \quad (6.14)$$

або

$$\varphi = d / (d + 0,622). \quad (6.15)$$

Отже, при $d = const$ і $\varphi = const$.

В нижній частині діаграми за формулою (6.7) побудована лінія парціального тиску пари $p_n = f(d)$.

Стан вологого повітря (точка A) визначають за якими-небудь двома параметрами (φ і t або p_n і t), після чого легко знайти H і d . Для цього ж стану встановлюють і температуру точки роси, для чого необхідно з точки A провести вертикаль ($d = const$) до перетину з лінією $\varphi = 100\%$. Тоді ізотерма, яка проходить через точку перетину A' , буде відповідати температурі точки роси t_p .

Вихідними для визначення параметрів стану вологого повітря за $H-d$ діаграмою слугують покази сухого і вологого термометрів, які в комплексі утворюють прилад, що називається *психрометром*.

Ртутний шарик вологого термометра обертають тканиною, яка насичена водою. При обдуванні цього термометра повітрям виникає випаровування води з поверхні вологої тканини, внаслідок чого її температура буде понижуватися до тих пір, поки не встановиться рівновага за рахунок притоку теплоти з оточуючих шарів повітря. Усталена температура буде більшою температури точки роси, але меншою температури оточуючого повітря (сухого термометра). Цю усталену температуру води називають *температурою вологого термометра* t_m . Різниця між температурами сухого (t_c) і вологого (t_m) термометрів є мірою кількості водяної пари в суміші. Якщо повітря насичене водяною парою, то $t_c = t_m$. Залежність волого вмісту повітря d від температур t_c і t_m встановлюється експериментально і складаються спеціальні психометричні таблиці або діаграми.

Якщо припустити, що температура вологої поверхні дорівнює 0°C , то випаровування буде здійснюватися тільки за рахунок теплоти вологого повітря, температура якого понижується, а вологовміст підвищується. Проте ентальпія вологого повітря залишається незмінною ($H = const$), тому, що частина її, яка витрачається на випаровування вологи, повертається назад у вологе повітря з водою, що випаровувалася, тобто даний процес проходить без зовнішнього теплообміну. В цьому розумінні процес насичення повітря вважають адіабатним. Тому температуру, яку набуває повітря в кінці процесу насичення ($\varphi = 100\%$), називають *температурою адіабатного насичення*. При



Отже, в $H-d$ діаграмі процес адиабатного зволоження буде проходити за лінією $H = const$ (процес $c-k$ на рис. 6.2). Межею адиабатного зволоження повітря буде температура, яка відповідає його повному насиченню ($\varphi = 100\%$).

Якщо випаровування здійснюється з поверхні рідини, температура якої $t_{pid} > 0^\circ\text{C}$, то цей процес проходить не по лінії $H = const$, а по лінії $t_m = const$, яка є геометричним місцем точок з однаковою температурою мокрого термометра. Лінії $t_m = const$ проходять дещо нижче лінії $H = const$.

Покази психрометра дають можливість за $H-d$ діаграмою визначити відносну вологість і інші характеристики вологого повітря. Для цього необхідно за показами вологого термометра знайти ізотерму t_m , яка на перетині з кривою $\varphi = 100\%$ дасть точку K . Проводячи з цієї точки пряму $H = const$ до перетину з ізотермою t_c , отримаємо шукану точку, яка відповідає стану вологого повітря і яка визначає усі параметри вологого повітря (φ, d, H, p_n) в приміщенні.

6.3. Основні процеси з вологим повітрям.

$H-d$ діаграма широко застосовується при розрахунках процесів, які забезпечують сушку різноманітних матеріалів і виробів, кондиціонування повітря, вентиляцію і опалення. Розглянемо деякі з них.

Процес нагрівання повітря на $H-d$ діаграмі зображується вертикальною лінією $d = const$, оскільки кількість водяної пари в повітрі при його підігріванні не змінюється (лінія AB на рис. 6.2). Стан вологого повітря після підігрівання (точка B) визначають за температурою повітря після підігрівника.

Процес охолодження повітря проходить також без зміни його вологовмісту, якщо при охолодженні повітря не стає насиченим (лінія CD на рис. 6.2). Якщо охолодження повітря відбувається до стану повного насичення з $\varphi = 100\%$ (лінія CE), то перетин лінії $d = const$ з лінією $\varphi = 100\%$ (точка E) визначає температуру точки роси. В цьому стані водяна пара у вологому повітрі стає насиченою. Подальше охолодження повітря нижче точки роси (лінія EF) призводить до конденсації частини водяної пари, тобто до осушення вологого повітря. Кількість сконденсованої вологи визначається різницею вологовмісту в точках E і F .

Процес змішування вологого повітря зводиться до наступного. Якщо в камеру змішування поступають два потоки вологого повітря масою M_1 і M_2 , стан яких характеризується в точках 1 і 2, рис. 6.3, параметрами d_1, H_1, t_1 , і d_2, H_2, t_2 , то стан вологого повітря після змішування встановлюють на основі рівняння теплового балансу

$$M_1 H_1 + M_2 H_2 = (M_1 + M_2) H_{сум} \quad (6.16)$$

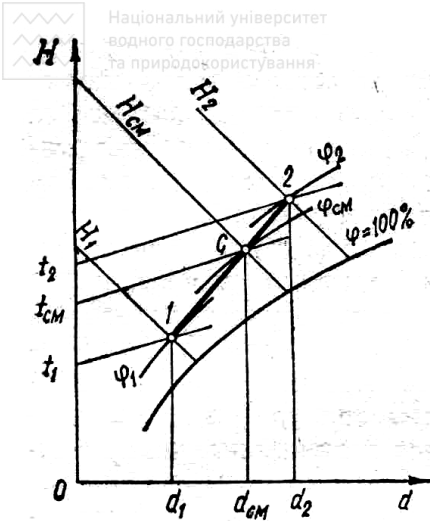


Рис. 6.3. Змішування вологого повітря в $H-d$ діаграмі

і рівняння балансу вологи

$$M_1 d_1 + M_2 d_2 = (M_1 + M_2) d_{\text{сум}} \quad (6.17)$$

Вирішивши це рівняння відносно $H_{\text{сум}}$ і $d_{\text{сум}}$ отримаємо

$$H_{\text{сум}} = (M_1 H_1 + M_2 H_2) / (M_1 + M_2), \quad (6.18)$$

$$d_{\text{сум}} = (M_1 d_1 + M_2 d_2) / (M_1 + M_2). \quad (6.19)$$

Після перетворення цих виразів запишемо

$$(d_2 - d_{\text{сум}}) / (d_{\text{сум}} - d_1) = M_1 / M_2. \quad (6.19)$$

Отже, процес змішування зображується на рис 6.3 прямою лінією, яка проходить через точки 1 і 2. Якщо відстань між ними розділити зворотно-пропорційно масам змішаного повітря M_1 і M_2 , то отримаємо точку C , що характеризує стан суміші вологого повітря з параметрами $H_{\text{сум}}$ і $d_{\text{сум}}$.

Процес видалення вологи з матеріалу шляхом підведення до нього

теплоти називається *сушінням*.

Здійснюється він в сушильних установках, з яких найбільш поширеніші *конвекційні сушарки*, де теплота до висушуваного матеріалу від газоподібного теплоносія передається конвекцією. В якості теплоносія використовується в основному попередньо нагріте повітря.

Основними елементами конвекційної сушарки, рис. 6.4, являються вентилятор 1 для подачі повітря, калорифер 2- пристрій для нагрівання повітря і сушильна камера 3, в якій відбувається процес випаровування вологи з висушуваного матеріалу або виробу.

Розглянемо процеси, які виникають в так званій *теоретичній сушарці*, тобто в сушарці, що не має втрат теплоти в оточуюче середовище. З попереднього матеріалу відомо, що процес підігрівання повітря в калорифері проходить при $d = \text{const}$ і зображається вертикальною прямою 1-2, рис 6.4. Різниця ординат $H_2 - H_1$ відповідає витраті тепла на підігрів $(1+d)$ кг вологого повітря. Після калорифера нагріте повітря поступає в сушильну камеру, де воно використовується для випаровування вологи з висушуваного матеріалу і при цьому зволожується.

Процес адіабатного зволоження повітря в сушильній камері теоретично проходить за лінією $H = \text{const}$ (лінія 2-3). Різниця вологовмістів $d_3 - d_2$ визначає кількість вологи, яка була випарувана 1 кг сухого повітря. Вочевидь, що для випаровування 1 кг вологи маса сухого повітря (в кілограмах) повинна скласти

$$M_{\text{сн}} = 1000 / (d_3 - d_2), \quad (6.20)$$

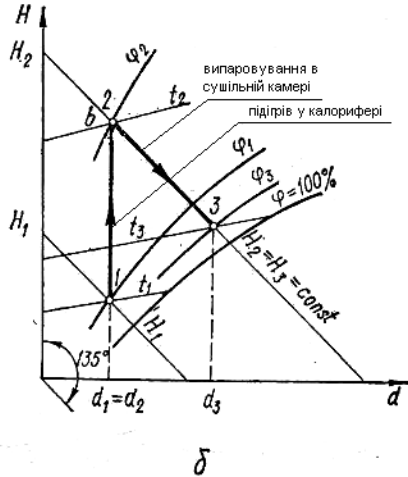
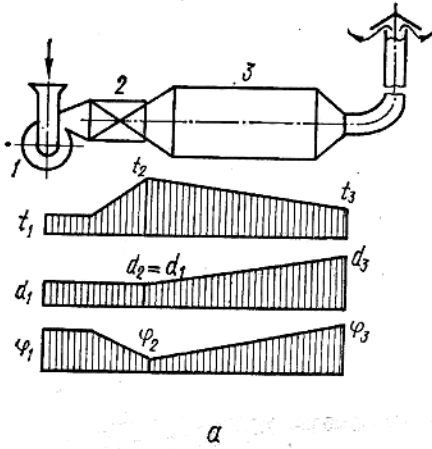


Рис. 6.4. Схема конвекційної сушарки (а) і процеси в теоретичній сушарці на $H-d$ діаграмі (б)

А витрата теплоти (в кілоджоулях на кілограм випаруваної вологи) визначається виразом

$$q = M_{cn}(H_2 - H_1). \quad (6.21)$$

Приклади розв'язання задач

Задача 6.1.

Визначити абсолютну вологість повітря, якщо парціальний тиск пари в ньому 0,02 МПа, а температура 80°C.

Дано: $p=0,02$ МПа=20 кПа $t = 80^\circ\text{C}$. $\rho_n = ?$	Розв'язання 1.3 таблиці 8 додатка температури $t = 80^\circ\text{C}$ відповідає тиск насиченої пари $p_n = 0,04736$ МПа. При $p < p_n$ пара перегріта. За [11, таблиця ХУ] при заданих параметрах $p=0,02$ МПа і $t = 80^\circ\text{C}$ маємо питомий об'єм $v = 8,119$ м ³ /кг Отже, абсолютна вологість $\rho_n = 1/v = 1/8,119 = 0,1232$ кг/м ³ .
---	---

Відповідь: $\rho_n = 0,1232$ кг/м³.

Задача 6.2.

Визначити вологовміст повітря при температурі 80°C і барометричному тиску 99325 Па, якщо відносна вологість повітря 70%.

Дано: $t = 80^\circ\text{C}$; $T = 353$ К; $p_{бар}=99325$ Па; $\varphi = 70\%$. $d = ?$	Розв'язання 1. За формулою (6.6) волого вміст $d = \rho_n / \rho_{сп}$, а за формулою (6.5) відносна вологість $\varphi = p_n / p_n$, тому парціальний тиск пари $p_n = \varphi p_n$ 2. Значення тиску насиченої пари p_n при температурі
---	--

$t = 80^{\circ}\text{C}$, за таблицею 8 додатка відповідно $p_n = 0,04736$ МПа і тому парціальний тиск водяної пари $p_n = \varphi p_n = 0,7 \cdot 0,04736 = 0,03315$ МПа.

3. За [11, таблиця ХУ] для тиску перегрітої пари $p_n = 0,03315$ МПа і температури $t = 80^{\circ}\text{C}$ знаходимо $v = 5,4$ м³/кг. Тоді густина пари $\rho_n = 1/v = 1/5,4 = 0,185$ кг/м³.

4. Парціальний тиск повітря $p_{нов} = p_{бар} - p_n = 99325 - 33150 = 66175$ Па = 0,0662 МПа.

5. З характеристичного рівняння стану питомий об'єм вологого повітря

$$v = (R_{\mu}/\mu) T/p_{нов} = (8314/29) \cdot 353/66175 = 1,529 \text{ м}^3/\text{кг};$$

тому густина повітря $\rho_{нов} = 1/v = 1/1,529 = 0,654$ кг/м³.

6. Таким чином, вологовміст становить

$$d = \rho_n/\rho_{нов} = 0,185/0,654 = 0,283 \text{ кг/кг} = 283 \text{ г/кг}.$$

Відповідь: $d = 283$ г/кг.

Задача 6.3.

Зовнішнє повітря, яке має температуру 20°C і вологовміст 8 г/к, підігрівається до температури 55°C . Визначити відносну вологість зовнішнього і підігрітого повітря. Барометричний тиск прийняти рівним $0,1$ МПа.

Дано:

$$t_1 = 20^{\circ}\text{C};$$

$$t_2 = 55^{\circ}\text{C};$$

$$p = 0,1 \text{ МПа};$$

$$d = 8 \text{ г/кг}.$$

$$\varphi_1 = ?; \varphi_2 = ?.$$

Розв'язання

1. Відносна вологість повітря знаходиться за формулою (6.5) $\varphi = p_n / p_n$, причому величина p_n визначається для насиченої пари за таблицею 8 додатка при температурі $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$ і становить $p_n = 0,002337$ МПа.

2. З рівняння (6.15) впливає $p_n = pd/(622+d) = 0,1 \cdot 8/(622+8) = 0,00127$ МПа, тому $\varphi_1 = 0,00127 \cdot 100/0,002337 = 54,3$ %.

3. В процесі підігріву вологовміст повітря не змінюється. Отже, залишається незмінним і парціальний тиск пари. Тиск насичення p_n при температурі $t_2 = 55^{\circ}\text{C}$ за таблицею 8 додатка становить $p_n = 0,01574$ МПа, тому відносна вологість після підігріву

$$\varphi_2 = 0,00127 \cdot 100/0,01574 = 8,07 \text{ \%}.$$

Відповідь: $\varphi_1 = 54,3$ %; $\varphi_2 = 8,07$ %.

Контрольні питання

1. Що називається насиченим і ненасиченим вологим повітрям?
2. Що називається абсолютною і відносною вологістю вологого повітря?
3. Що називається вологовмістом вологого повітря?
4. Що називається температурою точки роси і як її можна визначити?
5. На які області поділяє $H-d$ діаграму лінія насичення $\varphi = 100$ % ?
6. Як знайти стан вологого повітря на діаграмі $H-d$ за показами сухого і вологого термометрів ?
7. При яких постійних характеристиках проходять процеси підігрівання і адиабатного зволоження повітря ?



7.1. Основні визначення

Другий закон термодинаміки встановлює напрям проходження спонтанних теплових процесів в природі і визначає умови перетворення теплоти в роботу. Він стверджує, що теплота в природі спонтанно переходить тільки від тіл більш нагрітих до тіл менш нагрітих. При цьому процес зупиняється при досягненні рівності температур тіл, які приймають участь у процесі.

Проте можливий і зворотний, не самопливний (протиприродний) процес передачі теплоти від менш нагрітих тіл до більш нагрітих (наприклад, в холодильних установках), але для здійснення його потрібне підведення енергії ззовні, як би для компенсації проходження процесу. Р. Клаузіус (1850 р.) сформулював другий закон термодинаміки так: *теплота не може переходити від менш нагрітого тіла до більш нагрітого, тобто некомпенсований перехід теплоти від тіла з меншою температурою неможливий*.

Другий закон термодинаміки не є абсолютним (як перший закон термодинаміки), він є емпіричним, статистичним законом і є правдивим тільки для тіл, які вміщують велику кількість молекул.

Для перетворення теплоти в механічну роботу другий закон термодинаміки встановлює такі умови: необхідно мати два тіла з різними температурами; більш нагріте тіло є джерелом теплоти для отримання роботи, а менш нагріте – теплоприймачем.

У відповідності з другим законом термодинаміки теплота гарячого джерела перетворюється в роботу тільки частково, тому що процес перетворення теплоти в роботу обов'язково супроводжується переходом частини теплоти до теплоприймача. При цьому ККД теплового двигуна завжди менше одиниці. Цю умову перетворення теплоти в роботу іноді називають *неможливістю створення вічного двигуна другого роду* – це також є формулюванням другого закону термодинаміки.

Вічний двигун першого роду – це такий двигун, який виробляє роботу без витрати енергії, що суперечить першому закону термодинаміки. *Вічний двигун другого роду* – це двигун, який всю підведену до нього теплоту перетворює в роботу (ККД=1). Це суперечить другому закону термодинаміки. Тому вічний двигун другого роду також неможливий, як і вічний двигун першого роду.

Якщо припустити, що в якості робочого тіла взятий ідеальний газ, то він, розширюючись при незмінній температурі, може у відповідності з першим законом термодинаміки перетворити в роботу всю кількість теплоти, яка отримана від джерела тепла, тому що зміна внутрішньої енергії ідеального газу при незмінній температурі дорівнює нулю. Але таке розширення газу можливе лише до тиску зовнішнього середовища, і, отже, кількість отриманої роботи обмежена. В силу цього для безперервного або періодичного отри-

манья роботи розглянута схема повинна буди змінена таким чином, щоб робоче тіло після розширення шляхом стискання було повернено в свій попередній стан, щоб воно могло знову розширитися і виробити роботу. Інакше кажучи, робоче тіло повинне здійснювати кругові процеси – цикли.

7.2. Основні цикли теплових машин

Цикл теплового двигуна

Для повернення робочого тіла в початковий стан повинна витратитися робота на його стискання. Якщо в циклі робота при розширенні тіла буде дорівнювати роботі при його стисканні, то в результаті ніякої корисної роботи отримано не буде. Тому робота стискання повинна бути меншою від роботи розширення, тобто в циклі, який представлено в $p-v$ діаграмі, лінія, яка зображує процес стискання, повинна бути розташована під лінією розширення.

Термічний ККД циклу. Розглянемо довільний ідеальний цикл. Робоче тіло (в кількості 1 кг) отримує від гарячих джерел кількість теплоти q_1 і віддає холодним джерелам кількість теплоти q_2 , рис. 7.1.

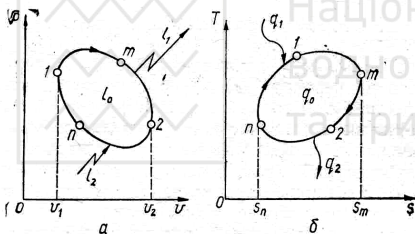


Рис. 7.1. Прямий круговий процес в $p-v$ і $T-s$ координатах

В результаті циклу внутрішня енергія робочого тіла набуває свого первинного значення, різниця $q_1 - q_2$, згідно першого закону термодинаміки, перетворюється в корисну роботу l_0 циклу.

Таким чином, в циклі

$$q_1 - q_2 = l_0, \quad (7.1)$$

Степінь довершеності ідеального циклу в відношенні перетворення теплоти в роботу харак-

теризується *термічним* ККД циклу, під яким розуміють відношення теплоти, перетвореної в роботу, до теплоти, яка підведена до робочого тіла:

$$\eta_t = l_0 / q_1; \quad (7.2)$$

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1; \quad \eta_t = 1 - q_2 / q_1. \quad (7.3)$$

З останнього рівняння видно, що $\eta_t = 1$, якщо $q_2 = 0$. Але, згідно з попередньо викладеним, q_2 не може дорівнювати нулю. Отже, термічний ККД циклу завжди менший одиниці. Останнє твердження являє собою одне з формулювань другого закону термодинаміки.

Таким чином, в кругових процесах неможливо повністю перетворити питому підведену теплоту в роботу; частина питомої теплоти q_2 безумовно повинна бути передана теплоприймачам. Для подальшого перетворення в роботу вона вважається втраченою; тому *термічний ККД* *любого теоретичного циклу завжди менше одиниці.*



Ці висновки складають сутність другого закону термодинаміки, який С.Карно (1824 р.) сформулював так: для отримання з теплоти роботи необхідно мати різницю температур. М.Планк (1897 р.) виклав другий закон з таким формулюванням: неможливо побудувати періодично діючу машину (двигун), єдиним результатом якої було б охолодження джерела теплоти і підняття вантажу (виконання роботи), тобто необхідно ще додатково віддавати теплоту теплоприймачу.

Цикл холодильної машини

Перенесення теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого можливий при здійсненні зворотного циклу або циклу холодильної машини, рис. 7.2.

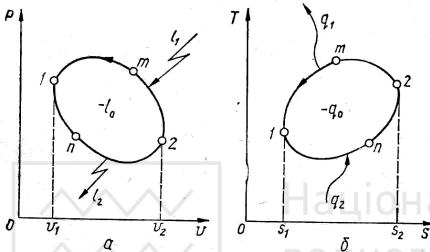


Рис. 7.2. Зворотний круговий процес в $p-v$ і $T-s$ координатах

Цикл холодильної машини повинен здійснюватися таким чином, щоб процеси з підведенням теплоти здійснювалися при низькій температурі, а процеси з відведенням теплоти – при більш високій. В $p-v$ координатах такий цикл зображується замкненим контуром, який здійснюється проти годинникової стрілки.

В цьому випадку питома робота стисання l_1 на ділянці $2-m-1$ буде більше питомої роботи розширення l_2 на ділянці $1-n-2$ на значення $l_0 = l_1 - l_2$, яке визначається замкненою кривою циклу $1-n-2-m-1$. Оскільки питома робота стисання l_1 чисельно більше l_2 і має від’ємний знак, значення l_0 буде від’ємним (робота витрачається ззовні).

Розглядаючи той же цикл на $T-s$ діаграмі, рис. 7.2б, бачимо, що на ділянці $1-n-2$ питома теплота q_2 повинна підводитися до робочого тіла від джерела з більш низькою температурою, а на ділянці $2-m-1$ відводиться в кількості q_1 до інших тіл, які мають більш високу температуру. При цьому питома теплота, яка передається на більш високий температурний рівень, визначається виразом

$$q_1 = q_2 + l_0. \tag{7.1}$$

Отже, передача теплоти від менш нагрітих тіл до більш нагрітих, як це випливає з формулювання другого закону за Клаузіусом, потребує затрати енергії (не може здійснюватися даром, без компенсації).

Ефективність зворотного циклу, за яким працюють холодильні машини, оцінюється холодильним коефіцієнтом ε , який являє собою відношення корисного ефекту q_2 (питомої кількості теплоти, що відбирається від охолоджуваного середовища) до питомої роботи (енергії) l_0 :

$$\varepsilon = q_2 / l_0 = q_2 / (q_1 - q_2). \tag{7.2}$$



В найбільш загальному вигляді другому закону термодинаміки дають таке тлумачення: усі відомі в природі і техніці фізичні процеси розділяються на спонтанні, або природні процеси, які завжди проходять в певному напрямі від більш високого потенціалу до більш низького (передача тепла від гарячих тіл до холодних, розширення і змішування газів, перетворення роботи в теплоту) і не потребує будь-якої компенсації, і не спонтанні, або протиприродні (передача теплоти від холодних тіл до більш нагрітих в холодильних установках, стискання і розділення газів, перетворення теплоти в роботу), які потребують для їх здійснення додаткової компенсації.

Характерною особливістю спонтанних процесів є те, що після їх завершення в оточуючому середовищі обов'язково відбуваються які-небудь залишкові явища. Отже, спонтанні (природні) процеси є *необоротними*. Будь-який спонтанний процес за допомогою відповідних пристроїв можливо пристосувати для отримання роботи. Наприклад, використовуючи природну течію води зверху до низу, за допомогою гідротурбін можна виробляти електроенергію, а використовуючи природний перехід теплоти від гарячого тіла до холодного, за допомогою теплового двигуна можна виконати механічну роботу. Певний напрямок спонтанних фізичних процесів і їх необоротність пояснюються намаганням системи перейти від нерівноважного стану до рівноважного як найбільш стійкого.

Односторонність теплових процесів пояснюється молекулярно-кінетичною теорією речовини. Енергія, яка передається в процесі енергообміну за допомогою теплоти, обумовлена особливим видом руху – хаотичним рухом атомів і молекул, тоді як інші види енергії зв'язані з напрямленим, впорядкованим рухом структурних одиниць. Проте впорядкований рух легко може стати хаотичним як найбільш вірогідний і, навпаки, впорядкований хаотичний рух утруднений.

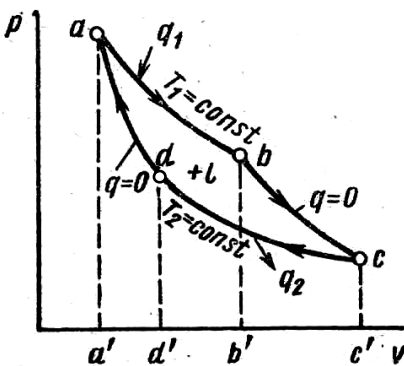


Рис. 7.3. Прямий цикл Карно для теплового двигуна

Ідеальний цикл теплового двигуна.

В 1824 р французький інженер Саді Карно розглянув цикл теплового двигуна, який в наступному був названий його ім'ям. Цикл Карно складається з двох ізотерм з підведенням і відведенням теплоти і двох адіабат (розширення і стискання). З початкового стану, який відповідає точці *a* на рис. 7.3., в циклі Карно газ ізотермічно розширюється зі зростанням об'єму від v_a до v_b . При цьому до газу від зовнішнього джере-



ла з температурою T_1 підводиться теплота

$$q_1 = RT_1 \ln(v_b/v_a). \quad (7.3)$$

В точці b підведення теплоти до робочого тіла припиняється і газ адиабатно розширюється зі зростанням об'єму від v_b до v_c .

Для повторення процесу розширення необхідно робоче тіло повернути в робочий стан (точка a). Для цього газ спочатку стискається ізотермічно з відведенням теплоти q_2 при більш низькій температурі циклу T_2 зі зменшенням об'єму від v_c до v_d і далі адиабатно, тобто без теплообміну до повертання робочого тіла в вихідний стан..

Теплота, що відводиться в циклі, за абсолютною величиною дорівнює

$$q_2 = RT_2 \ln(v_c/v_d). \quad (7.4)$$

Корисна робота циклу

$$l = q_1 - q_2 = RT_1 \ln(v_b/v_a) - RT_2 \ln(v_c/v_d). \quad (7.5)$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - (T_2/T_1) [\ln(v_c/v_d)/\ln(v_b/v_a)]. \quad (7.6)$$

Для адиабатних процесів $b-c$ і $d-a$ $T_c = T_d = T_2$ і $T_a = T_b = T_1$, тоді, враховуючи, що

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \quad \text{або} \quad p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k. \quad (7.6a)$$

з рівняння стану будемо мати

$$p_2 = RT_2/v_2 \quad \text{і} \quad p_1 = RT_1/v_1.$$

Підставивши ці вирази в (7.6a), отримаємо

$$p_2/p_1 = \frac{RT_2 \cdot v_1}{v_2 \cdot RT_1} = (v_1/v_2)^k.$$

Звідси

$$T_2/T_1 = (v_b/v_c)^{k-1} = (v_d/v_a)^{k-1} \quad (7.7)$$

Отже,

$$v_b/v_c = v_d/v_a \quad \text{або} \quad v_c/v_d = v_b/v_a \quad (7.8)$$

При цьому

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1. \quad (7.9)$$

З отриманої формули випливає, що термічний ККД циклу Карно не залежить від природи робочого тіла, а залежить тільки від граничних значень температур в циклі.

Цикл Карно є еталоном для оцінки степені досконалості інших термодинамічних циклів. Степінь досконалості будь-якого термодинамічного циклу теплового двигуна оцінюється відносним ККД, який являє собою відношення термічного ККД розглядуваного циклу до термічного ККД циклу Карно η_t^k для тих же граничних температур (T_{max} і T_{min})

$$\eta_{ot} = \eta_t/\eta_t^k. \quad (7.10)$$

Ідеальний цикл холодильної машини. Ідеальним циклом холодильної машини є оборотний цикл Карно, представлений на рис 7.4. Теплота q_2 , яка відводиться від охолоджуваного тіла, підводиться в циклі до його робочого тіла при постійній нижчій температурі T_2 :



$$q_2 = RT_2 \ln(v_d/v_b). \quad (7.11)$$

Теплота q_1 , яка відводиться в циклі при постійній вищій температурі T_1 ,

$$q_1 = RT_1 \ln(v_d/v_a). \quad (7.12)$$

Отже,

$$\varepsilon = q_2/l = q_2/(q_1 - q_2) = T_2/(T_1 - T_2), \quad (7.13)$$

так як

$$v_c/v_b = v_d/v_a. \quad (7.14)$$

Робота, яка витрачається на здійснення оборотного циклу Карно

$$l = q_2 (T_1 - T_2)/T_2. \quad (7.15)$$

Так як в заданому інтервалі температур $T_2 \dots T_1$ оборотний цикл Карно обумовлює максимальне значення ε , то робота, що витрачається в циклі

Карно на отримання холоду q_2 , буде мінімальною в порівнянні з роботою будь-якого іншого циклу холодильної машини в тому ж інтервалі температур.

7.3. Ексергія

Математичне висвітлення другого закону термодинаміки. Щоб фізичні закономірності виразити в аналітичній формі, необхідно встановити математичні співвідношення між фізичними величинами, а саме між параметрами стану і функціями процесу. Так для першого закону термодинаміки це вдалося зробити завдяки введенню поняття внутрішньої енергії в сполученні з характеристиками процесу – теплою і роботою. В цьому ж випадку для другого закону термодинаміки, щоб кількісно виразити принцип необоротності, був введений параметр стану, який Р. Клаузіус назвав *ентропією*.

Аналітичний вираз

$$ds = \delta q/T, \quad (7.16)$$

за допомогою якого ентропія була записана як калориметричний параметр стану, якісно зв'язує її зміну з кількістю теплоти і може слугувати математичним виразом другого закону термодинаміки для оборотних термодинамічних процесів.

Для необоротних термодинамічних процесів, в яких частина питомої роботи обов'язково перетворюється в питому теплоту тертя δq_{mp} , з урахуванням рівняння

$$\delta q + \delta q_{mp} = du + pdv = di - vdp \quad (7.17)$$

зміна питомої ентропії буде

$$ds_{необ} = (\delta q + \delta q_{mp})/T, \quad (7.18)$$



де δq – питома зовнішня теплота в процесі.

З порівняння (7.16) і (7.18) випливає, що у випадку необоротних термодинамічних процесів

$$ds_{\text{необ}} > \delta q/T. \quad (7.19)$$

Цю нерівність називають принципом зростання ентропії.

Об'єднавши (7.16) і (7.19), отримаємо

$$ds \geq \delta q/T, \quad (7.20)$$

або

$$\Delta s \geq \int_1^2 \delta q/T, \quad (7.21)$$

тобто у випадках оборотних термодинамічних процесів зміна питомої ентропії дорівнює питомій приведеній теплоті, а в випадках необоротних процесів зміна питомої ентропії більша від питомої приведенної теплоти. Вираз (7.20) називають *математичним виразом другого закону термодинаміки, де знак рівності відноситься до оборотних термодинамічних процесів, а знак нерівності – до необоротних.*

Ентропія ізольованої системи. Якщо термодинамічні процеси проходять в адіабатній ізольованій системі ($\delta q = 0$), то згідно (7.20)

$$ds \geq 0, \quad (7.22)$$

тобто питома ентропія ізольованої системи при протіканні оборотних процесів стала ($ds_c = 0$), а при протіканні необоротних процесів зростає ($ds_c > 0$). Через те, що всі реальні термодинамічні процеси необоротні, то вони супроводжуються зростанням питомої ентропії.

Прикладом прояви ентропії ізольованої системи є теплообмін між тілами при кінцевій різниці температур (зовнішня необоротність). Якщо в такій системі є два тіла з різними температурами ($T_1 > T_2$), то згідно другого закону термодинаміки (в формулюванні Клаузіуса) спонтанний перехід теплоти може відбуватися тільки від тіла з більшою температурою до тіла з меншою температурою. При цьому елементарна зміна питомої ентропії першого тіла складає $ds_1 = -\delta q/T_1$, другого $ds_2 = +\delta q/T_2$. Оскільки ентропія має властивість адитивності, то зміна питомої ентропії системи

$$ds_c = ds_1 + ds_2 = -\delta q/T_1 + \delta q/T_2 = \delta q(1/T_2 - 1/T_1) > 0. \quad (7.23)$$

З урахуванням того, що $T_1 > T_2$, з останнього виразу випливає, що питома ентропія системи, в якій проходить необоротний теплообмін, буде зростати ($ds_c > 0$). Це дало можливість М. Планку зробити такий висновок: *будь який природний процес проходить в такому напрямку, в якому сума ентропій всіх тіл, що приймають участь в процесі, зростає.*

Останнє положення Р.Клаузіус неправильно розповсюдив на весь Всесвіт. Він прийшов до висновку про те, що в результаті необоротних природних процесів ентропія Всесвіту буде наближатися до максимуму і в кінці кінців Всесвіт досягне теплової рівноваги, при якій теплота не зможе більш перетворюватися в роботу. Такий стан він назвав „тепловою смертю” Всесвіту.

Незаконність твердження Р.Клаузіуса полягає в тому, що він бездоказово переніс висновки про односторонню направленість теплових процесів в земних умовах на увесь Всесвіт. Крім цього, закон зростання ентропії (7.22) отримано для адиабатно ізолюваної системи, якою не є Всесвіт або будь-яка його частина.

Ексергія. Будь-яка необоротність призводить до зменшення корисної роботи. Зростання ентропії ізолюваної системи із-за необоротності процесів, що в ній проходять, може слугувати мірою втрати максимально корисної роботи L_{max} , яку могла б здійснити система при протіканні в ній оборотних термодинамічних процесів. Дійсно, при необоротних термодинамічних процесах втрачена робота спонтанно перетворюється в теплоту, яка також спонтанно переходить до тіл з більш низькою температурою, збільшуючи їх ентропію (а отже і системи) на значення ΔS_c^H .

Враховуючи, що згідно визначення ентропії $dS = \delta Q/T$, теплота дорівнює добутку абсолютної температури на зміну ентропії, необоротне перетворення роботи в теплоту можна записати у вигляді

$$\Delta L_{необ} = T_o \Delta S_c^H, \quad (7.24)$$

де T_o – нижча температура в ізолюваній системі (при аналізі термодинамічних процесів в якості такої температури приймають температуру оточуючого середовища); ΔS_c^H – зростання ентропії ізолюваної системи із-за необоротності термодинамічних процесів, що в ній проходять.

Вираз (7.24), характеризує втрату максимальної роботи (робото здатності) із-за необоротності, носить назву рівняння Гю-Стодоли. Тоді фактично корисна робота L_o з урахуванням (7.24)

$$L_o = L_{max} - T_o \Delta S_c^H. \quad (7.25)$$

Максимально можливу роботу, яку може здійснити система, що складається з джерела енергії і оточуючого середовища, називають *ексергією* ($Ex = L_{max}$). Отже, вираз (7.24) являє собою втрати ексергії із-за необоротності термодинамічних процесів, які відбуваються в системі.

За змістом другого закону термодинаміки розрізняють види енергії (механічну, електричну і ін.), які повністю перетворюються в інші її види, тобто складаються лише з ексергії. Що стосується теплоти як енергії молекулярно-хаотичного руху, то вона навіть теоретично не може бути повністю перетворена в роботу (безумовний відвід частини питомої теплоти q_2) і, отже, складається з перетвореної частини (ексергії) і неперетвореної частини, яка отримала назву *анергії*.

Так, внутрішня енергія оточуючого середовища або теплота при температурі оточуючого середовища не можуть бути перетворені в інший вид енергії і складаються лише з анергії. Тому другому закону термодинаміки можливо дати таке формулювання: *теплота складається з ексергії і анергії*.

З охолодженням газу до рідкого, потім до твердого стану порядок в розташуванні і руху частинок зростає; отже, його ентропія зменшується. На цій основі В.Нернст (1906 р.) сформулював „теплову теорему” – третій закон

термодинаміки: з наближенням температури тіла до абсолютного нуля, який практично є недосяжним, ентропія тіла також наближується до нуля.

7.4. Термодинамічні основи аналізу потоку газів та пари

Основні поняття та визначення. В багатьох областях інженерної діяльності застосовуються машини і апарати, в яких робоче тіло знаходиться в безперервному русі, тобто утворює потік. При цьому речовина поступає в одному місці системи з визначеною швидкістю w_1 і параметрами p_1, V_1, T_1 , а в другому – видаляється зі швидкістю w_2 і параметрами p_2, V_2, T_2 . Прикладом таких систем може слугувати ділянка каналу змінного перерізу, парові і газові турбіни, компресори, парові котли і інші пристрої

Для термодинамічного аналізу такого потоку приймають наступні припущення:

1) змінну в поперечному перерізі потоку швидкість (біля самої стінки каналу вона дорівнює нулю і є максимальною на осі каналу) замінюють середнім значенням w , яке визначається виразом

$$w = m_1 / (\rho f) = m_1 v / f, \quad (7.26)$$

де m_1 – масова витрата; ρ – густина потоку; f – площа поперечного перерізу каналу; v – питомий об'єм.

2) розглядають лише такий потік, в якому швидкість і інші параметри в кожному його перерізі не змінюються з часом, тобто усталений потік, що характеризується постійністю масової витрати

$$m_1 = fw/v = const, \quad (7.27)$$

або

$$m_1 v = fw. \quad (7.28)$$

Рівняння (7.28) відображує рівняння *нерозривності потоку*. Логарифмуючи це рівняння, знаходимо

$$\ln f + \ln w - \ln v = 0.$$

Диференціюючи це рівняння при $m_1 = const$, отримаємо рівняння нерозривності в диференційній формі

$$df/f + dw/w - dv/v = 0, \quad (7.29)$$

або

$$df/f = dv/v - dw/w. \quad (7.30)$$

Рівняння першого закону термодинаміки для потоку речовини.

В термодинамічному аналізі необхідно враховувати кінетичну енергію видимого руху тіла ($E_{kin} = mw^2/2$) і потенціальну енергію, яка обумовлена положенням тіла в полі зовнішніх сил, наприклад в полі земного тяжіння ($E_{пот} = mgz$). Отже, повна енергія тіла в загальному випадку складається з внутрішньої енергії U , що залежить від внутрішнього стану тіла, і зовнішньої енергії $E_{зог}$, яка пов'язана зі швидкістю руху тіла і положенням його відносно оточуючого середовища, тобто

$$E = U + E_{зог} = U + mw^2/2 + mgz, \quad (7.31)$$

де z – геометричний параметр, m – маса, кг.

В термодинамічних процесах зміни стану робочих тіл останні можуть отримувати від зовнішнього середовища або, навпаки, видавати йому енергію в формі теплоти Q і в формі роботи L , в результаті чого енергія буде змінюватися чисельно на ΔE . Тоді, відповідно з законом збереження енергії, з урахуванням знаків теплоти і роботи (при однаково напрямлених потоках теплоти і роботи знаки їх протилежні) рівняння енергетичного балансу приймає вигляд

$$Q + (-L) = \Delta E, \tag{7.32}$$

або

$$Q = \Delta E + L. \tag{7.33}$$

Це математичний вираз першого закону термодинаміки: *в термодинамічних процесах підведена до тіла теплота в загальному випадку витрачається на зміну його енергії і здійснення зовнішньої роботи, або зміна всіх видів енергії замкнутої системи здійснюється тільки за рахунок зовнішньої роботи і зовнішнього тепла.*

В загальному випадку зміна повної енергії робочого тіла згідно (7.31)

$$\Delta E = \Delta U + m\Delta(w^2/2) + mg\Delta z. \tag{7.34}$$

Тоді вираз для першого закону термодинаміки записують так:

$$Q = \Delta U + m\Delta(w^2/2) + mg\Delta z + L, \tag{7.35}$$

або для 1 кг робочого тіла

$$q = \Delta u + \Delta(w^2/2) + g\Delta z + l. \tag{7.36}$$

Виходячи з загальної схеми відкритої системи, рис 7.5, зі стаціонарним потоком речовини, розглянемо рівняння збереження енергії (7.36).

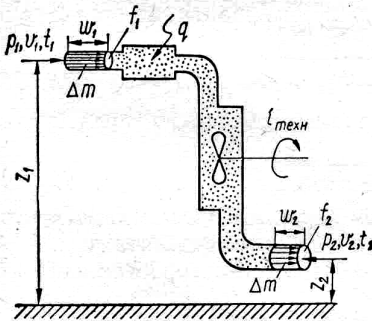


Рис. 7.5. Загальна схема відкритої системи зі стаціонарним потоком речовини

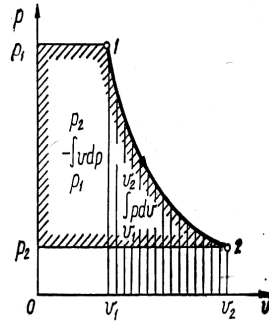


Рис. 7.6. Графічне зображення питомої наявної роботи в p - v координатах

В цьому рівнянні l_{np} являє собою питому роботу зовнішніх сил, що пов'язана з витратою енергії на введення одиниці маси речовини в середовище з тиском p_1 (визначається добутком сили $p_1 f_1$ на секуншний шлях (швид-

кість) w_1 , тобто $p_1 v_1 w_1 = p_1 v_1$, а також на її переміщення на виході з каналу (питома робота проти тиску оточуючого середовища p_2 , тобто $p_2 v_2 w_2 = p_2 v_2$). Алгебраїчна сума цих двох питомих робіт називається *питомою роботою прошивування*:

$$l_{np} = p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (7.37)$$

Крім того, в загальному випадку до потоку підводиться (в компресорі) або відводиться (в турбіні) питома технічна робота на валу $l_{техн}$. Тому рівняння (7.36) приймає наступний вигляд

$$q = u_2 - u_1 + w_2^2/2 - w_1^2/2 + g(z_2 - z_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1 + l_{техн} \quad (7.38)$$

Враховуючі значення ентальпій $h_1 = u_1 + p_1 v_1$ і $h_2 = u_2 + p_2 v_2$, отримаємо математичний вираз першого закону термодинаміки для потоку

$$q = h_2 - h_1 + w_2^2/2 - w_1^2/2 + g(z_2 - z_1) + l_{техн}, \quad (7.39)$$

або в диференціальній формі

$$\delta q = dh + d(w^2/2) + g dz + \delta l_{техн} \quad (7.40)$$

Якщо до потоку речовини підводиться (або відводиться) питома теплота, то в загальному випадку вона витрачається на зміну питомих ентальпій, кінетичної і потенціальної енергії речовини, а також на виконанні питомої технічної роботи.

В багатьох випадках досить малими змінами питомої потенційної енергії $g dz$ нехтують; тому рівняння (7.39) приймає вигляд.

$$q = \Delta h + \Delta w^2/2 + l_{техн}. \quad (7.41)$$

Зіставляючи це рівняння з рівнянням першого закону термодинаміки в диференціальній формі $dh = \delta q + v dp$ і після інтегрування $\Delta h = q + \int_{p_1}^{p_2} v dp$,

отримаємо

$$q = q + \int_{p_1}^{p_2} v dp + \Delta w^2/2 + l_{техн} \quad (7.42)$$

звідки

$$\Delta w^2/2 + l_{техн} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (7.43)$$

Інтеграл в цьому виразі зображується на діаграмі p - v , рис. 7.6, площею $|2 \int_{p_1}^{p_2} v dp|$ і являють собою частину питомої роботи зміни об'єму робочого тіла, яка може бути корисно використана на зміну його кінетичної енергії і виконання питомої технічної роботи, тому цей інтеграл називають *питомою наявною роботою*:

$$l_{наявн} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp. \quad (7.44)$$

Якщо крива 1-2 є політропою з показником n , то при $p v^n = p_1 v_1^n$ і $v = v_1 (p_1/p)^{1/n}$

$$l_{наявн} = \int_{p_2}^{p_1} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v_1 \left(\frac{p_1}{p} \right)^{1/n} dp = v_1 p_1^{1/n} \int_{p_2}^{p_1} p^{-1/n} dp =$$



$$\begin{aligned}
 &= v_1 p_1^{1/n} \left(\frac{1}{-1/n+1} p_1^{-1/n+1} \right) p_2^{1/n} = v_1 p_1^{1/n} \left(\frac{1}{(n-1)/n} \right) \cdot \left(p_1^{(n-1)/n} - p_2^{(n-1)/n} \right) = \\
 &= \frac{n}{n-1} \cdot \left(v_1 p_1 - v_1 p_1^{1/n} p_2^{(n-1)/n} \right) = \frac{n}{n-1} \cdot \left(v_1 p_1 - v_2 p_2^{1/n} p_2^{(n-1)/n} \right) = \\
 &= \frac{n}{n-1} \cdot (v_1 p_1 - v_2 p_2). \tag{7.45}
 \end{aligned}$$

Відомо, що для політропного процесу ідеального газу питома робота становить

$$l = \frac{1}{n-1} (v_1 p_1 - v_2 p_2). \tag{7.46}$$

Порівнюючи залежності (7.45) і (7.46), отримують

$$l_{\text{наявн}} = n \cdot l, \tag{7.47}$$

тобто питома наявна робота в n раз більша питомої роботи зміни об'єму.

В залежності від показника політропи питома наявна робота може бути як більшою, так і меншою від роботи зміни об'єму або дорівнювати їй. Останній випадок реалізується, якщо процес 1-2 є ізотермічним.

З залежностей (7.41)...(7.43) випливає

$$q = \Delta h + l_{\text{наявн}}, \tag{7.48}$$

тобто теплота, яка надається потоку, витрачається на зміну його ентальпії і питому наявну роботу.

7.5. Витікання і дроселювання газів та пари

Витікання газів та пари. Витіканням називається прискорений рух робочого тіла відносно короткими каналами особливої форми – соплами з падінням тиску в них. Канали, в яких швидкість руху робочого тіла зменшується, а тиск зростає, називаються *дифузорами*. Сопла можуть як звужуватися так і розширюватися.

Оскільки сопла являють собою короткі канали і час перебування потоку в них незначний, теплообміном між потоком і стінками каналу нехтують і витікання вважають адіабатним ($q = 0$). В подальшому розглядаються тільки нерухомі канали ($l_{\text{мехн}} = 0$). В цих умовах перший закон термодинаміки для потоку (7.41)

$$q = \Delta h + \Delta w^2/2 + l_{\text{мехн}}$$

має такий вигляд

$$0 = \Delta h + \Delta w^2/2, \tag{7.49}$$

або

$$h_1 - h_2 = w_2^2/2 - w_1^2/2, \tag{7.50}$$

тобто при адіабатному витіканні зменшення питомої ентальпії витрачається на зміну питомої кінетичної енергії потоку.



В задачу термодинамічного аналізу витікання входить визначення швидкості і витрати газу на виході з сопла, а також площі вихідного перерізу і профілю (форми) сопла.

Швидкість адиабатного витікання знаходять з рівняння (7.50)

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2} \quad (7.51)$$

В багатьох випадках $w_2 \gg w_1$ і членом w_1^2 можливо знехтувати, тоді

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (7.52)$$

Різниця ентальпій $h_1 - h_2 = h_0$ називається *питомим наявним теплоперепадом*. Для водяної пари його зручно визначати за h - s діаграмою (i - s діаграмою), рис. 7.7, де пряма 1-2 відображує процес адиабатного витікання.

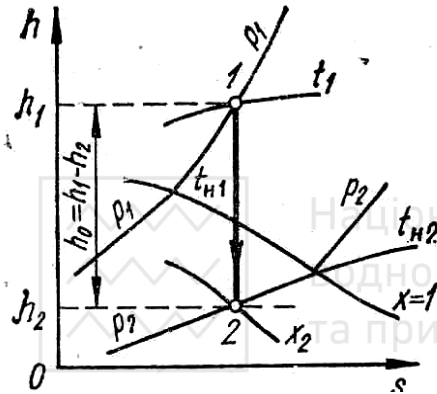


Рис. 7.7. Зображення процесу адиабатного витікання водяної пари на h - s діаграмі

Якщо h_0 вимірюється в кілоджоулях на кілограм, то формула (7.52) приймає вигляд

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot 1000(h_1 - h_2)} = 44,7 \sqrt{(h_1 - h_2)} \quad (\text{м/с}) \quad (7.53)$$

Вираз швидкості адиабатного витікання газу може бути отримано з (7.43) з урахування прийнятого припущення $l_{\text{тех}}=0$:

$$w_2^2 / 2 - w_1^2 / 2 = \int_{p_2}^{p_1} v dp \quad (7.44)$$

Виходячи з рівняння

(7.45), при $w_1 = 0$ і $n = k$ знаходимо

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 [1 - (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}]} \quad (7.54)$$

Тут враховано, що

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{k}} \quad (7.54a)$$

Секундна витрата газу m_2 через сопло перерізом f_2 на основі рівняння (7.28), підставивши в нього w_2 за виразом (7.54), і врахувавши, що з виразу (7.54a)

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{k}} \quad \text{і} \quad \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{тобто}$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$m_2 = f_2 w_2 / v_2 = f_2 \frac{1}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 [1 - (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}]}. \quad (7.55)$$

Тоді

$$m_2 = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} [(p_2 / p_1)^{2/k} - (p_2 / p_1)^{(k+1)/k}]}. \quad (7.55a)$$

З рівняння стану $v_1 = RT_1 / p_1$, тоді

$$m_2 = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1^2}{RT_1} [(p_2 / p_1)^{2/k} - (p_2 / p_1)^{(k+1)/k}]}. \quad (7.55b)$$

Аналіз виразів (7.54) і (7.55) показує, що для даного газу і заданих p_1 , v_1 швидкість адиабатичного витікання і секундна витрата газу залежить тільки від відношення тисків $p_2 / p_1 = \beta$. Графіки цих залежностей зображені на рис. 7.8,

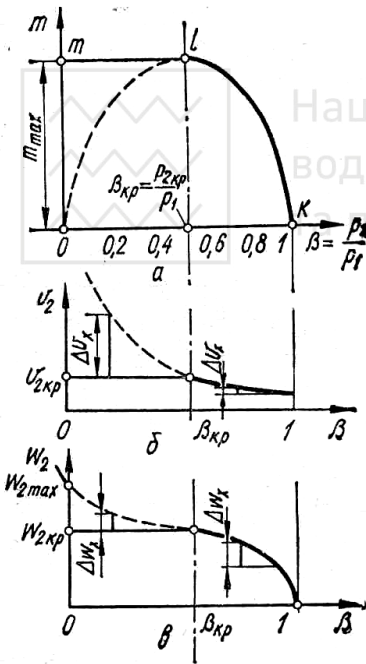


Рис. 7.8. Залежність секундної витрати (а), питомого об'єму (б) і швидкості (в) витікання від перепаду тисків

де крива $k-l-o$ побудована за формулою (7.55). Як виходить з рис. 7.8а, секундна витрата (крива $k-l$) зростає зі зменшенням тиску газу p_2 (початковий тиск p_1 вважають постійним) до деякого максимуму m_{max} в точці l , після чого витрата зменшується (крива $l-o$) і стає рівною нулю при $p_2 = 0$ ($\beta = 0$).

Досвід же показує, що закон зміни секундної витрати газу після досягнення максимуму при подальшому зменшенні тисків проходить не за кривою $l-o$, а за прямою $l-m$. Така невідповідність теорії і практики пояснюється наступним.

З фізики відомо, що зміна тиску (пружна деформація) розповсюджується в середовищі зі швидкістю звуку $a_{зв}$. Тому зменшення тиску середовища за соплом p_2 передається до його виходу (уста) зі швидкістю $a_{зв}$. До тих пір, поки швидкість витікання середовища w_2 , буде менше швидкості звуку, зменшення зовнішнього тиску середовища досягає уста сопла, де встановлюється тиск $p_2 = p_{кр}$.



Але як тільки швидкість середовища досягне швидкості звуку, ніякі зменшення тиску оточуючого середовища до устя сопла передаватися не зможе (воно як би зноситься середовищем, яке має таку ж швидкість). Починаючи з цього моменту, подальше пониження тиску в просторі за соплом не змінює усталеного в усті сопла тиску $p_{2кр}$, швидкості $w_{2кр}$ і максимальної секундної витрати m_{max} середовища. Внаслідок цього швидкість w_2 і витрата m середовища залишаються незмінними.

Тиск p_2 і швидкість w_2 , при яких встановлюється максимальна секундна витрата середовища, називаються *критичними* ($p_{2кр}$, $w_{2кр}$). Вочевидь, критична швидкість витікання дорівнює швидкості звуку у середовищі, що витікає. На цій підставі часто критичну швидкість середовища називають *звуковою*.

Якщо позначити відношення $p_{2кр}/p_1 = \beta_{кр}$, то, використовуючи вираз (7.55) можна знайти значення критичного відношення тисків, при якому секундна витрата буде найбільшою. Для цього (7.55) необхідно продеференціювати по $p_2/p_1 = \beta$ і отриману похідну прирівняти до нуля. Тоді

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad (7.56)$$

По орієнтовних розрахунках у випадку двоатомних газів ($k=1,4$) $\beta_{кр} = 0,529$, а у випадку багатоатомних газів і перегрітої пари ($k=1,3$) $\beta_{кр} = 0,546$.

Якщо газ з початковими параметрами p_1, v_1 витікає в середовище з тиском $p_2 < p_{кр}$ і необхідно отримати $w_2 > w_{кр}$, то сопло повинне спочатку звузиться, а потім розширюватися до виходу, як показано на рис. 7.9а.

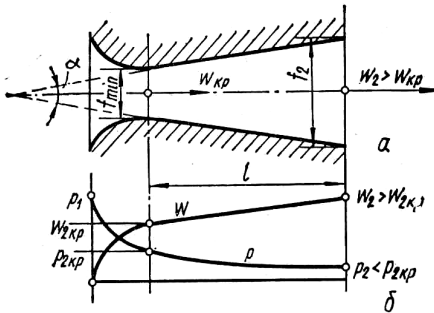


Рис. 7.9. Комбіноване сопло Лаваля (а) і його характеристики (б)

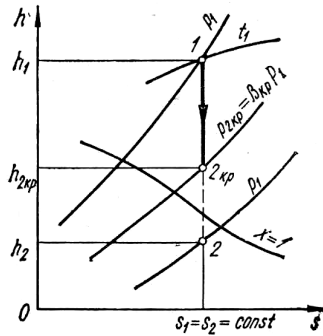


Рис. 7.10. До визначення критичної швидкості витікання пари

В такому комбінованому соплі, яке називається за іменем його винахідника *соплом Лаваля*, в самому вузькому перерізі завжди встановлюється критична швидкість $w_{2кр}$ і максимальна витрата m_{max} потоку, рис. 7.9б. Далі, в

частині сопла, що розширюється, при постійній витраті m_{max} швидкість потоку зростає до значення $w_2 > w_{2кр}$, яка визначається виразом (7.54).

Якщо при заданих тисках p_1, p_2 відношення $p_2/p_1 < \beta_{кр}$ і якщо застосувати звужене сопло, то газ або пара буде розширюватися в ньому в два етапи: спочатку від p_1 до $p_{2кр} = p_1 \beta_{кр}$ в звуженій частині сопла і далі від $p_{2кр}$ до тиску p_2 в оточуючому середовищі зовні сопла. Отже, швидкість на виході з сопла (на зрізі) буде $w_2 > w_{2кр}$, а тиск в його вихідному перерізі встановиться менше критичного $p_2 < p_{2кр}$.

Для водяної пари критичну швидкість $w_{2кр}$ знаходять, користуючись h -s діаграмою, якщо у вираз (7.53) замість h_2 підставити значення $h_{2кр}$, яке визначається перетином адиабати 1-2 з ізобарою $p_{2кр} = \beta_{кр} p_1$, рис.7.10, тобто

$$w_{2кр} = \sqrt{2 \cdot 1000(h_1 - h_{2кр})} = 44,7 \sqrt{(h_1 - h_{2кр})}. \quad (7.57)$$

Зміна тиску потоку від $p_{2кр}$ до заданого тиску p_2 у випадку звуженого сопла відбувається за соплом неорганізовано, з великим вихороутворенням і втратами кінетичної енергії. Отже, для раціонального використання енергії потоку при умові, що $p_2/p_1 < \beta_{кр}$, доцільно застосовувати сопло Лавала.

Отримані вище співвідношення дозволяють розрахувати розміри сопла. При відомій секундній витраті площа мінімального перерізу сопла f_{min} і площа його вихідного перерізу f_2 знаходять, якщо скористатися виразом (7.55) і покласти відповідно $\beta = \beta_{кр}$ і $\beta = (p_2/p_1)_{зад}$.

Довжина розширеної частини сопла визначається виразом

$$l = (D - d)/[2 \operatorname{tg}(\alpha/2)], \quad (7.58)$$

де D – діаметр вихідного перерізу сопла; d – діаметр сопла в мінімальному перерізі; $\alpha = 10...12^\circ$ – кут конусності, який вибирається з умови безвідривної течії і мінімальних втрат.

Довжина і профіль дозвучової частини сопла визначається за формулою Вітошинського.

Дроселювання газів і пари.

Якщо на шляху руху потоку газу або пари зустрічається різке звуження перерізу каналу (не повністю відкритий вентиль або кран; має місце перегородка з невеликим отвором, як показано на рис. 7.11), яке створює опір потоку, то в цьому місці швидкість руху потоку різко зростає, а тиск падає. За звуженням перерізу швидкість потоку зменшується і відновлюється до первинної, але тиск відновлюється

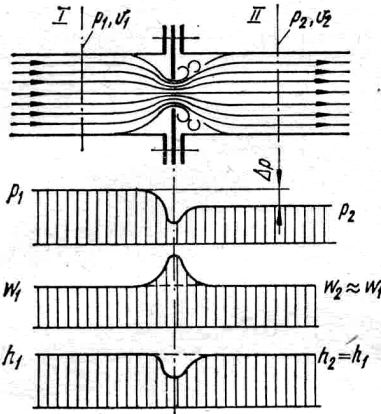


Рис. 7.11. Дроселювання потоку речовини при проходженні через діафрагму

Процес пониження тиску потоку речовини в результаті його проходження через місцевий опір без здійснення зовнішньої роботи називається *дроселюванням*. Зниження тиску Δp пропорційне витраті газу або пари, тому є можливість вимірювати цю витрату.

При відсутності теплообміну ($q = 0$) і, якщо потік не виконує технічну роботу ($l_{\text{техн}} = 0$), рівняння першого закону термодинаміки для потоку (7.39) має такий вигляд

$$0 = h_2 - h_1 + (w_2^2/2 - w_1^2/2). \quad (7.59)$$

або

$$h_1 + w_1^2/2 = h_2 + w_2^2/2, \quad (7.60)$$

де h_1 і h_2 питомі ентальпії в перетинах I і II, які віддалені від місцевого опору. Оскільки до і після дроселювання зміни швидкості потоку дуже малі ($w_2 \approx w_1$) і зміною питомої кінетичної енергії можна знехтувати, з рівняння (7.60) випливає, що

$$h_1 = h_2. \quad (7.61)$$

тобто *при адиабатному дроселюванні газу або пари питома ентальпія його до і після дроселювання не змінюється*. З урахуванням того, що для ідеального газу $h_2 - h_1 = c_{pm}(t_2 - t_1)$, на основі (7.61) $t_2 = t_1$, тобто *при дроселюванні ідеального газу його температура не змінюється*.

7.6. Теорема живих сил, рівняння енергій і притоку тепла

Цими поняттями користуються в теоретичній гідротермодинаміці і вони є корисними для більш глибокого розуміння матеріалу, поданого вище в розділі 7.

Теорема живих сил є безпосереднім наслідком інтегрування рівняння імпульсів (руху) і представляє собою рівняння балансу механічної енергії рухомого суцільного в'язкого середовища, яким є рідина і газ [10, 12].

$$dE_{\text{кін}} = dA_m^e + dA_M^i + dA_{\text{нов}}^e + dA_{\text{нов}}^i, \quad (7.62)$$

де $E_{\text{кін}} = \int_V \frac{\rho w^2}{2} dV$ - кінетична енергія кінцевого індивідуального об'єму V суцільного середовища; ρ - густина; w - швидкість; dV - безмежно малий об'єм цього середовища; dA_m^e , dA_m^i - елементарні роботи масових (m), зовнішніх (e) і внутрішніх (i) сил; $dA_{\text{нов}}^e$, $dA_{\text{нов}}^i$ - елементарні роботи поверхневих (нов) зовнішніх і внутрішніх сил.

Зауважимо, що у виразі (7.62) величина $dE_{\text{кін}}$ є повним диференціалом функції $E_{\text{кін}}$, а решта членів праворуч - це просто безмежно малі величини - елементарні роботи відповідних сил в системі неперервних безмежно малих переміщень $d\vec{r} = \vec{w} d\tau$ (τ - час), які визначаються в кожній точці суцільного середовища. Теорема живих сил має енергетичну природу, але вираз (7.62) не є в загальному випадку законом збереження енергій. Його можна трактувати,

як закон збереження енергій (в рамках механічної постановки задачі) тільки в тому випадку, коли механічна енергія системи не переходить в теплову або в інші типи енергій. Тому загальний закон збереження енергій розпадається на два окремих закони – збереження механічної і немеханічної енергій.

Універсальні співвідношення, які виражають собою закон збереження енергій в класичній технічній термодинаміці рухомого середовища представлені виразами (7.31)-(7.36). Цей закон для гідротермодинаміки подається у вигляді [10,12]

$$dE_{кин} + dU_m = dA_m^e + dA_{нов}^e + dQ^e + dQ^{**}, \quad (7.63)$$

де dU_m – зміна внутрішньої енергії; $dA_m^e + dA_{нов}^e = dA^e$ – елементарна робота зовнішніх макроскопічних сил (масових і поверхневих, які пов’язані, наприклад, з земним тяжінням (A_m^e) і зовнішньою технічною роботою ($A_{нов}^e$), відповідно; dQ^e – зовнішній елементарний притік тепла до тіла об’ємом V через його поверхню Σ ; dQ^{**} – зовнішній елементарний притік тепла від інших, відмінних від роботи макроскопічних механічних сил і нетеплових видів енергії (наприклад, взаємодія з електричним полем при врахуванні енергії, яка витрачається на намагнічування і електричну поляризацію середовища), а також інших причин.

Отже вираз (7.63) відповідає суті основного закону збереження енергій – зміна всіх видів енергії (внутрішньої, кінетичної, положення) замкнутої системи здійснюється тільки за рахунок зовнішньої роботи і зовнішнього притоку тепла.

Віднімаючи від виразу (7.63) вираз (7.62) одержимо рівняння притоку тепла [10,12]

$$dU_m = -dA^i + dQ^e + dQ^{**}, \quad (7.64)$$

де $dA^i = dA_m^i + dA_{нов}^i$ – внутрішні і поверхневі масові сили, або $dU_m = -dA^i + dQ^*$, де $dQ^* = dQ^e + dQ^{**}$ – загальний зовнішній притік тепла.

Вирази (7.64) і (7.65) можуть замінити закон збереження енергій.

Якщо процес проходить дуже плавно, так що прискореннями можна нехтувати, то $dE_{кин} = 0$, і тому для таких процесів можна прийняти, що робота зовнішніх сил дорівнює роботі внутрішніх, взятих з протилежним знаком ($dQ^e = dA^i$). Тоді, наприклад, для квазістатичних процесів класичної термодинаміки рівняння притоку тепла записують у вигляді [12]:

$$dU_m = dA^e + dQ^*. \quad (7.66)$$

Приклади розв’язання задач

Задача 7.1.

Повітря в кількості 1 кг здійснює цикл Карно в межах температур 527°C і 27°C, причому найвищий тиск становить 5 МПа, а найнижчий – 0,1 МПа.

Визначити параметри стану повітря в характерних точках циклу, роботу, термічний ККД циклу і кількість підведеної і відведеної теплоти, рис. 7.3.

Дано:

$t_1 = 527^\circ\text{C}$; $T_1 = T_2 = 800 \text{ K}$;

Розв’язання

1. Точка 1 (точка *a*). $p_1 = 5 \text{ МПа}$; $T_1 = 800 \text{ K}$. Стала

$$\begin{array}{l}
 t_2 = 27^\circ\text{C}; T_3 = T_4 = 300 \text{ К}; \\
 p_1 = 5 \text{ МПа}; \\
 p_3 = 0,1 \text{ МПа}. \\
 l_o = ?; \eta_t = ?; q_1 = ?; q_2 = ?
 \end{array}$$

повітря $R = R_u / \mu = 8314 / 29 = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.
 Питомий об'єм газу знаходимо з характеристичного рівняння стану
 $v_1 = RT_1 / p_1 = 287 \cdot 800 / 5 \cdot 10^6 = 0,04592 \text{ м}^3/\text{кг}$.

2. Точка 2 (точка **b**). $T_2 = 800 \text{ К}$; 3 рівняння адиабати (лінія b-c)

$$\frac{p_2}{p_3} = \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{800}{300} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 30,96; \quad p_2 = p_3 \cdot 30,96 = 0,1 \cdot 30,96 = 3,1 \text{ МПа}.$$

3 рівняння ізотерми (лінія a-b) $p_1 v_1 = p_2 v_2$ отримаємо
 $v_2 = p_1 v_1 / p_2 = 5 \cdot 0,04592 / 3,1 = 0,07406 \text{ м}^3/\text{кг}$.

3. Точка 3 (точка **c**). $p_3 = 0,1 \text{ МПа}$; $T_3 = 300 \text{ К}$; $v_3 = RT_3 / p_3 = 287 \cdot 300 / 0,1 \cdot 10^6 = 0,0861 \text{ м}^3/\text{кг}$.

4. Точка 4 (точка **d**). $T_4 = 300 \text{ К}$; 3 рівняння адиабати (лінія a-d)

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{800}{300} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 30,96; \quad p_4 = p_1 / 30,96 = 5 / 30,96 = 0,161 \text{ МПа}.$$

3 рівняння ізотерми (лінія c-d) $p_3 v_3 = p_4 v_4$

$$v_4 = p_3 v_3 / p_4 = 0,1 \cdot 0,0861 / 0,161 = 0,0534 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

5. Термічний ККД циклу $\eta_t = 1 - T_3 / T_1 = 1 - 300 / 800 = 0,625$.

6. Підведена кількість теплоти за формулою (7.3)

$$q_1 = RT_1 \ln(v_2 / v_1) = 287 \cdot 800 \ln(0,07406 / 0,04592) = 98125 \text{ Дж} = 98,125 \text{ кДж}.$$

7. Відведена кількість тепла за формулою (7.4)

$$q_2 = RT_3 \ln(v_3 / v_4) = 287 \cdot 300 \ln(0,0861 / 0,0534) = 41129 \text{ Дж} = 41,129 \text{ кДж}.$$

8. Робота циклу $l_o = q_1 - q_2 = 98,125 - 41,129 = 56,996 \text{ кДж}$.

Відповідь: $\eta_t = 0,625$; $q_1 = 98,125 \text{ кДж}$; $q_2 = 41,129 \text{ кДж}$; $l_o = 56,996 \text{ кДж}$.

Задача 7.2.

Визначити швидкості витікання з сопла зі звуженням для наступних параметрів пари: тиск $p_1 = 50 \text{ бар}$, температура $t_1 = 350^\circ\text{C}$, $p_2 = 30 \text{ бар}$ (тиски абсолютні).

Дано:

$$t_1 = 350^\circ\text{C};$$

$$p_1 = 50 \text{ бар} = 9 \text{ МПа};$$

$$p_2 = 30 \text{ бар} = 6 \text{ МПа}.$$

$$w = ?.$$

Розв'язання

1. При відношенні тисків

$$p_2 / p_1 = 30 / 50 = 0,6 > \beta_{кр} = 0,546 \text{ витікання пари відбувається при тиску } p_2 = 30 \text{ бар}.$$

З діаграми h - s знаходимо ентальпію пари при

параметрах p_1 , t_1 , тобто $h_1 = 3060 \text{ кДж}/\text{кг}$ і після розширення за адиабатою до тиску p_2 знаходимо $h_2 = 2960 \text{ кДж}/\text{кг}$.

2. Використовуючи формулу (7.53), знаходимо швидкість витікання пари

$$w = 44,7 \sqrt{(h_1 - h_2)} = 44,7 \sqrt{(3060 - 2960)} = 447 \text{ м/с}.$$

Відповідь: $w = 447 \text{ м/с}$.

Задача 7.3.

Для циклу зі змішаним підведенням теплоти відомо: $p_1 = 90$ кПа; $t_1 = 70^\circ\text{C}$; $\varepsilon = v_1/v_2 = 10$; $q_1 = 850$ кДж/кг; $p_{\text{макс}} = 4500$ кПа. Робоче тіло – повітря; $k=1,4$. Визначити співвідношення q_v/q_p і термічний ККД циклу.

Дано:

$p_1 = 90$ кПа;
 $t_1 = 70^\circ\text{C}$; $T_1 = 343$ К;
 $\varepsilon = v_1/v_2 = 10$;
 $q_1 = 850$ кДж/кг;
 $p_{\text{макс}} = 4500$ кПа;
 $k=1,4$.

Розв'язання

1. Визначаємо температуру в точці 2:
 $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 343 \cdot 10^{0,4} = 862$ К;
 тоді $p_2 = p_1 \varepsilon^k = 90 \cdot 10^{1,4} = 2260$ кПа;
 Ступінь підвищення тиску
 $\lambda = p_3/p_2 = p_{\text{макс}}/p_2 = 4500/2260 = 1,99$;
 Температура в точці 3: $T_3 = \lambda T_2 = 1,99 \cdot 862 = 1715$ К.

2. Кількість теплоти, яка підведена в ізохорному процесі $q_v = c_v(T_3 - T_2)$, де $c_v = R/(k-1) = 287/(1,4-1) = 717$ Дж/(кг·К); тоді
 $q_v = 717(1715-862) = 611601$ Дж = 612 кДж.

3. Кількість теплоти, яка підведена в ізобарному процесі:

$$q_p = q_1 - q_v = 850 - 612 = 238 \text{ кДж.}$$

4. Співвідношення q_v/q_p дорівнює: $q_v/q_p = 612/238 = 2,57$.

5. Температуру в точці 4 знайдемо з рівняння $q_p = c_p(T_4 - T_3)$, де ізобарна теплоємність $c_p = kR/(k-1) = 1,4 \cdot 287/(1,4-1) = 1004$ Дж/(кг·К); тоді

$$T_4 = q_p/c_p + T_3 = 238000/1004 + 1715 = 1952 \text{ К.}$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = v_4/v_3 = T_4/T_3 = 1952/1715 = 1,14; \text{ а термічний ККД}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} = \frac{1}{10^{0,4}} \cdot \frac{1,99 \cdot 1,14^{1,4} - 1}{(1,19 - 1) + 1,4 \cdot 1,99 \cdot (1,14 - 1)} = 0,762.$$

Відповідь: $q_v/q_p = 2,57$; $\eta_t = 0,762$.

Контрольні питання

1. В чому сутність і які основні формулювання другого закону термодинаміки?
2. В чому полягає молекулярно-кінетична трактовка односторонності проходження теплових процесів?
3. Які математичні вирази використовують для другого закону термодинаміки при оборотних і необоротних процесах. В чому полягає термодинамічний зміст ентропії?
4. Що називається ексергією джерела роботи?
5. Що називається стаціонарним потоком?
6. Який вигляд має перший закон термодинаміки для потоку речовини?
7. Які канали називаються соплами, а які дифузорами?
8. Що таке критична швидкість витікання і критичне відношення тисків?
9. Який профіль повинно мати сопло, щоб отримати швидкість витікання вище швидкості звуку?
10. Який процес називається дроселюванням?

8. ТЕОРІЯ ТЕПЛОБМІНУ



8.1. Основні поняття та визначення. Види переносу тепла: теплопровідність, конвекція і випромінювання

Теорією теплопередачі, або теплообміну, називають вчення про процеси розповсюдження теплоти в просторі з неоднорідним полем температур. В процесі теплової взаємодії між тілами теплота переходить від тіла з більш високою температурою до тіла з більш низькою температурою. При відсутності різниці температур процес теплообміну припиняється і настає теплова рівновага.

Розрізняють три способи розповсюдження теплоти: теплопровідність, конвекцію і теплове випромінювання.

Теплопровідність являє собою процес переносу теплоти, який здійснюється за рахунок теплового руху структурних частинок речовини (атомів, молекул, електронів). В газоподібних тілах розповсюдження теплоти теплопровідністю відбувається внаслідок обміну енергією при ударах молекул, які мають різну швидкість руху. В металах такими структурними частинками є вільні електрони, в рідинах і твердих тілах (діелектриках) теплота переноситься шляхом безпосередньої передачі теплового руху молекул і атомів сусіднім частинкам речовини в формі пружних хвиль.

Конвекцією називається рух окремих макрооб'ємів рідини або газу один відносно одного під дією сил різної природи. В подальшому викладенні обидва середовища об'єднуються поняттям „рідина” (теплоносії). Якщо рух рідини викликаний різницею густини холодних і нагрітих макрооб'ємів в полі гравітаційних сил, то його називають *вільним* (*вільна конвекція*). В цьому випадку нагріті шари речовини сприймають дію архимедової підйомної сили і рухаються до гори, а охоложені – вниз. Вимушений рух виникає під дією збуджувача руху: насоса, вентилятора і ін. Якщо конвекція здійснюється в середовищі з нерівномірним розподілом температури, то переміщення макрооб'ємів призводить до переносу теплоти – *конвективному теплообміну*. При наявності в теплоносії нерівномірного розподілу температур, швидкостей і концентрації речовини відбувається одночасне перенесення теплоти, кількості руху і речовини. Таким чином, конвективний теплообмін – це перенос теплоти при переміщенні і перемішуванні більш нагрітих частинок робочого тіла з менш нагрітими.

Перенесення теплоти випромінюванням являє собою складне явище, яке складається з випромінювання енергії тілом, розповсюдженні її в просторі електромагнітними хвилями і поглинанні іншими тілами. Такий вид перенесення теплоти називається *теплообміном випромінюванням* (*радіаційним випромінюванням*). Променевий теплообмін – це передача теплової енергії у вигляді променевої енергії з трансформацією спочатку теплової енергії в променеву, а потім променевої знову в теплову. Променева енергія – це енер-

гія електромагнітних коливань фотонів, які розповсюджуються в просторі зі швидкістю світла.

Звичайно перенос теплоти здійснюється одночасно різними способами (складний теплообмін). Так, конвективний перенос теплоти завжди супроводжується теплопровідністю.

Сумісний процес переносу теплоти конвекцією і теплопровідністю називається *конвективним теплообміном*. Частковим випадком його є *тепловіддача* - конвективний теплообмін між середовищем, що рухається, (теплоносієм) і поверхнею його розділу з іншим середовищем (частіше всього твердим тілом). Якщо тепловіддача супроводжується тепловим випромінюванням, то такий вид теплообміну називається *радіаційно-конвективним*. Теплообмін між двома теплоносіями через стінку, що їх розділяє, називається *теплопередачею*. При цьому теплота від теплоносія до стінки і від стінки до теплоносія передається тепловіддачею або радіаційно-конвективним теплообміном, а через тверду стінку – теплопровідністю.

Парогенеруючі труби котельного агрегату, наприклад, отримують тепло від продуктів згоряння палива трьома способами: теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням. Через шар зовнішнього забруднення, металеву стінку і шар накипу тепло передається теплопровідністю. Від внутрішньої поверхні труби до омиваючої її рідини тепло віддається конвекцією і теплопровідністю. Таким чином, в загальному випадку процес теплопередачі може здійснюватися усіма трьома способами переносу тепла.

Процеси теплообміну проходять в різних середовищах: в чистих речовинах і різних сумішах, при зміні і без змін фазового стану робочого середовища і ін. В залежності від цього теплообмін проходить по різному і описується різними залежностями. Зауважимо, що більш широко термін „теплопередача” охоплює загальне вчення про перенесення теплоти.

Багато процесів переносу теплоти супроводжується перенесенням речовини – *масообміном*, який виявляється у встановленні рівноважної концентрації речовини. Сумісне проходження процесів теплообміну і масообміну називається *тепломасообміном*.

8.2. Температурне поле та градієнт. Закони переносу теплоти

3

3Температурне поле та градієнт. Процес переносу теплоти обумовлюється наявністю різниці температур. Температурний стан тіла або системи тіл характеризується *полем*, під яким розуміється сукупність миттєвих значень температур у всіх точках розглядуваного простору. В загальному випадку рівняння температурного поля має вигляд

$$t = f(x, y, z, t), \quad (8.1)$$

де t – температура; x, y, z – координати точки; τ – час. Таке температурне поле називається *нестационарним*. Якщо температура з плином часу не змінюється, то температурне поле називається *стационарним*. Тоді

$$t = f(x, y, z, \tau); \quad \partial t / \partial \tau = 0. \quad (8.2)$$

Температура може бути функцією однієї, двох і трьох координат; відповідно температурне поле буде одно-, дво- і трьохмірним. Найпростіший вигляд має одновимірне стаціонарне температурне поле: $t = f(x)$.

Якщо з'єднати між собою усі точки тіла, які мають однакову температуру, то отримаємо поверхню рівних температур, що називається *ізотермічною*. Ізотермічні поверхні не перетинаються; усі вони або замикаються на себе, або закінчуються на границі тіла. Перетин ізотермічних поверхонь площиною дає на ній родину ізотерм., рис. 8.1.

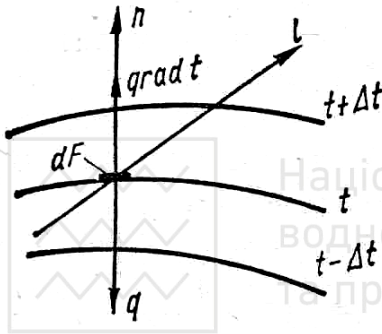


Рис. 8.1. Родина ізотерм

Інтенсивність зміни температури в якому-небудь напрямі l характеризується похідною $\partial t / \partial l$, яка приймає найбільше значення в напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні. Застосування тут частинної похідної обумовлене тим, що в загальному випадку температура може змінюватися не тільки в просторі, але і в часі:

$$(\partial t / \partial l)_{\max} = \partial t / \partial n = \text{grad } t. \quad (8.3)$$

Похідна температури за нормаллю до ізотермічної поверхні називається *температурним градієнтом*.

Температурний градієнт – векторна величина, яка напрямлена по нормалі до ізотерми в бік зростання температури.

Загальна кількість теплоти, яка передана в процесі теплообміну через ізотермічну поверхню площею F на протязі часу τ позначаємо Q_τ . Кількість теплоти, яка передається через розглядувану поверхню в одиницю часу, називається тепловим потоком Q . Поверхнева густина теплового потоку (*теплове навантаження*) q – тепловий потік через одиницю поверхні. Кількість теплоти, тепловий потік і його густина зв'язані між собою співвідношеннями

$$Q_\tau = \int_0^\tau \cdot \int_F q dF d\tau; \quad Q = \int_F q dF \quad (8.4)$$

і вимірюються відповідно Q_τ – в джоулях (Дж), Q – в ватах (Вт), q – в ватах на квадратний метр (Вт/м²).

Зако́ни переносу теплоти. Основним законом теплопровідності є запропонована Фур'є гіпотеза про пропорційність вектора густини теплового потоку температурному градієнту

$$q = - \lambda \text{ grad } t = - \lambda \partial t / \partial n. \quad (8.5)$$

Вектором густини теплового потоку \vec{q} називається вектор, який напрямлений за нормаллю до ізотермічної поверхні в бік зменшення температури, рис. 8.1, і чисельно рівний густині теплового потоку на цій поверхні q , де

$$q = d^2 Q_{\tau} / (dF d\tau). \quad (8.6)$$

Тут $d^2 Q_{\tau}$ - елементарна витрата теплоти; dF - площа елемента ізотермічної поверхні; $d\tau$ - проміжок часу.

Знак „мінус” в рівнянні (8.5) відображає протилежність напрямку векторів густини теплового потоку і температурного градієнту. Множник пропорційності λ є фізичним параметром речовини і називається *коефіцієнтом теплопровідності*. В одиницях СІ він виражається в Вт/(м·К).

Густину теплового потоку при тепловіддачі розраховують, користуючись рівнянням Ньютона - Ріхмана

$$q = \alpha(t_{mn} - t_{cm}) = \alpha \Delta t, \quad (8.7)$$

де t_{mn} і t_{cm} - температури теплоносія і стінки; Δt - температурний напір.

Коефіцієнт пропорційності α в рівнянні (8.7) називається *коефіцієнтом тепловіддачі* і чисельно дорівнює густині теплового потоку на поверхні теплообміну при різниці температур між теплоносієм і стінкою, яка дорівнює одиниці. В одиницях СІ він виражається в Вт/(м²·К). Рівняння (8.7) не відображає в явному вигляді вплив всього різноманіття факторів на інтенсивність тепловіддачі і тому ці фактори враховуються коефіцієнтом тепловіддачі.

Густина теплового потоку при переносі теплоти випромінюванням визначається виразом

$$q = c (T/100)^4, \quad (8.8)$$

де c - коефіцієнт випромінювання тіла, Вт/(м²·К⁴); T - термодинамічна температура тіла, К. Рівняння (8.8) лежить в основі закону Стефана-Больцмана для сірих тіл.

8.3. Диференціальні рівняння теплообміну

В загальному випадку теплообмін визначається не тільки тепловими, але і гідродинамічними явищами. Тому математичний опис задач теплообміну включає в себе диференціальні рівняння енергії, тепловіддачі, руху, суцільності, а також крайові умови, які конкретизують ту чи іншу задачу.

Рівняння енергії. Виведемо диференціальне рівняння, яке описує температурне поле в рухомій рідині. Припускаємо, що рідина однорідна і ізотропна, її фізичні властивості сталі, внутрішні джерела теплоти рівномірно розподілені по усьому об'єму рідини. Під *внутрішніми джерелами теплоти* розуміють тепловиділення всередині тіла (виділення теплоти в результаті хімічних реакцій, при проходженні електричного струму і ін.), які характеризуються об'ємною густиною тепловиділення q_v - тепловим потоком, що віднесений до одиниці об'єму, Вт/м³.

Виділимо в потоці рідини нерухомий відносно координатної системи елементарний паралелепіпед з ребрами dx, dy, dz , рис. 8.2, і позначимо кількість теплоти, що входить в нього dQ_x', dQ_y', dQ_z' і виходить з нього dQ_x'', dQ_y'', dQ_z'' за період часу $d\tau$; проєкції швидкості руху середовища – w_x, w_y, w_z .

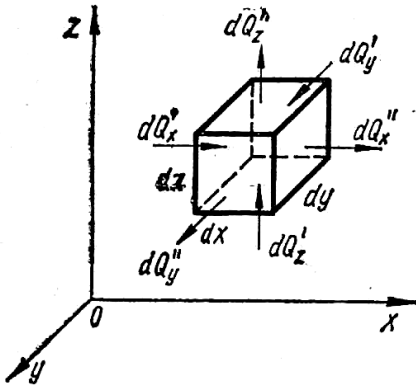


Рис. 8.2. Розрахункова схема до виводу диференціального рівняння енергії

де q_x' – густина теплового потоку на вході в паралелепіпед.

Теплота, яка виходить з паралелепіпеда,

$$dQ_x'' = q_x'' dydzd\tau = \left(q_x' + \frac{\partial q_x'}{\partial x} dx \right) dydzd\tau. \quad (8.11)$$

Різниця між кількістю теплоти, що увійшла в паралелепіпед і вийшла з нього в напрямку осі Ox , становить

$$dQ_x = dQ_x' - dQ_x'' = - \frac{\partial q_x'}{\partial x} dx dy dz d\tau = - \frac{\partial q_x'}{\partial x} dV d\tau, \quad (8.12)$$

де dV – об'єм паралелепіпеда.

Аналогічні вирази отримують у напрямках Oy і Oz

$$dQ_y = - \frac{\partial q_y'}{\partial y} dV d\tau, \quad dQ_z = - \frac{\partial q_z'}{\partial z} dV d\tau. \quad (8.13)$$

Загальна кількість теплоти, яка акумульована паралелепіпедом,

$$dQ_1 = dQ_x + dQ_y + dQ_z = - \left(\frac{\partial q_x'}{\partial x} + \frac{\partial q_y'}{\partial y} + \frac{\partial q_z'}{\partial z} \right) dV d\tau. \quad (8.14)$$

Внутрішнє тепловиділення

$$dQ_2 = q_v dV d\tau. \quad (8.15)$$

Припускаючи, що процес проходить при постійному тиску (що характерно для більшості процесів тепловіддачі), на основі закону збереження енергії маємо

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ_3, \quad (8.9)$$

де dQ_1 – теплота, яка вноситься в елементарний паралелепіпед ззовні; dQ_2 – внутрішнє тепловиділення, dQ_3 – зміна ентальпії в елементарному паралелепіпеді.

Теплота, яка входить в паралелепіпед в напрямку осі Ox ,

$$dQ_x' = q_x' dydzd\tau \quad (8.10)$$



Зміна ентальпії в елементарному паралелепіпеді виражають через його масу ρdV , теплоємність c_p і приріст температури $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$.

$$dQ_3 = c_p \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau \quad (8.16)$$

Підставивши вирази (8.14)...(8.16) в рівняння (8.9), отримаємо

$$c_p \rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + q_v. \quad (8.17)$$

Величина

$$q_x = q_{xt} + q_{xx} \quad (8.18)$$

являє собою суму густин теплового потоку, які входять в паралелепіпед шляхом теплопровідності (q_{xt}) і конвективного переносу теплоти вздовж осі Ox (q_{xx}). На основі закону Фур'є

$$q_{xt} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}, \quad (8.19)$$

а густина конвективного теплового потоку

$$q_{xx} = c_p \rho w_x t. \quad (8.20)$$

Отже,

$$q_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + c_p \rho w_x t. \quad (8.21)$$

При $\lambda = const$ рівняння (8.21) шляхом диференціювання по x перетворюється до вигляду

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} = c_p \rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + t \frac{\partial w_x}{\partial x} \right) - \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (8.22)$$

Аналогічний вигляд мають часткові похідні від густини теплового потоку у напрямку осі Oy і осі Oz паралелепіпеда:

$$\frac{\partial q_y}{\partial y} = c_p \rho \left(w_y \frac{\partial t}{\partial y} + t \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) - \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}. \quad (8.23)$$

$$\frac{\partial q_z}{\partial z} = c_p \rho \left(w_z \frac{\partial t}{\partial z} + t \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) - \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}. \quad (8.24)$$

Підставивши рівності (8.22)...(8.24) в рівняння (8.17), отримаємо

$$c_p \rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) - c_p \rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) - c_p \rho t \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) + q_v. \quad (8.25)$$



Застосування закону збереження маси до елементарного об'єму нестискуваної рідини дозволили отримати диференціальне рівняння *суцільності потоку*

$$\left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (8.26)$$

Тоді рівняння (8.25) приводиться до такого виду

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \rho}. \quad (8.27)$$

В цьому рівнянні $a = \lambda / (c_p \rho)$ – коефіцієнт *температуропроводності*, м²/с.

Ліва частина рівняння (8.27) являє собою повну похідну функції

$t = f(x, y, z)$ за часом і називається *субстанціональною похідною* $\frac{Dt}{d\tau}$, в якій

часткова похідна $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ характеризує зміну температури за часом в якій-небудь точці рідини (локальна зміна температури); решта суми - характеризує зміну температури при переході від однієї точки простору до іншої (конвективна зміна температури).

Частина рівняння (8.27) в правій частині, яка записана в круглих дужках як сума других похідних, являє собою оператор Лапласа в Декартовій системі координат

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}. \quad (8.28)$$

Тоді диференціальне рівняння енергії запишеться у вигляді

$$\frac{Dt}{d\tau} = a \nabla^2 t + \frac{q_v}{c_p \rho}. \quad (8.29)$$

Рівняння тепловіддачі. При обтіканні в'язкою рідиною твердої поверхні швидкість рідини на ній дорівнює нулю. Ця умова „прилипання” в'язкої рідини є наслідком того, що між поверхнею твердого тіла і рідиною діють сили молекулярного зчеплення, в результаті чого безпосередньо прилеглий до стінки шар рідини стає нерухомим. Теплота через цей шар передається тільки теплопровідністю, і густину теплового потоку можна виразити за законом Фур'є через температурний градієнт в шарі рідини і її коефіцієнт теплопровідності λ :

$$q = - \lambda (\partial t / \partial n)_{n=0}. \quad (8.30)$$

З другого боку, цей же тепловий потік визначається рівнянням Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha (t_{mi} - t_{cm}). \quad (8.31)$$

Приврівнюючи праві частини рівнянь (8.30) і (8.31), отримаємо диференціальне рівняння тепловіддачі

$$\alpha = - \frac{\lambda}{t_{mn} - t_{cm}} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (8.32)$$

З цього рівняння випливає, що для визначення коефіцієнта тепловіддачі необхідно знайти температурний градієнт середовища поблизу поверхні. Температурний градієнт знаходять з диференціального рівняння енергії (8.29). Оскільки в це рівняння входять складові швидкості, для визначення температурного поля необхідно ще скласти диференціальне рівняння, яке дозволить знайти поле швидкостей.

Рівняння руху. В класичній гідродинаміці рівняння в'язкого руху нестисливої рідини записується у формі диференціального рівняння Нав'є-Стокса, яке виводиться на основі другого закону Ньютона. В проекції на вісь Ox це рівняння має вигляд

$$\rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + \frac{\partial w_x}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_x}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_x}{\partial z} w_z \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right). \quad (8.33)$$

Тут g_x – складова прискорення вільного падіння по осі Ox ; p – тиск середовища; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

Ліва частина рівняння (8.33) характеризує інерційні сили потоку, перший член правої частини – дію сил тяжіння, другий – сил тиску, третій – сил в'язкого тертя. В рівняння (8.33) не врахована залежність густини рідини від температури, яка визначається виразом

$$\rho = \rho_o(1 + \beta \Delta t), \quad (8.34)$$

де ρ_o – густина рідини при температурі t_o ; ρ – теж саме при температурі t ; β – коефіцієнт об'ємного розширення, K^{-1} (для ідеальних газів $\beta = 1/T$); $\Delta t = t - t_o$.

Крайові умови. Диференціальні рівняння теплообміну описують класи фізичних явищ. Рішення цих рівнянь вміщують константи інтегрування і тому не є однозначними.

Під *класом* розуміють сукупність явищ однієї фізичної природи, які описуються тотожними диференціальними рівняннями. Для виділення з класу конкретної задачі до диференціальних рівнянь необхідно приєднати математичний опис її особливостей. Ці додаткові дані, які характеризують конкретне одиничне явище, називаються *крайовими умовами* або *умовами однозначності*. Звичайно умови однозначності виражаються сукупністю значень постійних величин – параметрів задачі. Параметри мають постійні значення для даного випадку і змінюються для інших випадків.

Існують наступні умови однозначності: *геометричні*, які характеризують форму і розміри тіла або поверхні; *фізичні*, які характеризують властивості

тіл, що приймають участь в теплообміні; *граничні*, які характеризують умови протікання процесу на границі тіла; *початкові*, які характеризують початковий стан системи при нестационарних процесах.

Система диференціальних рівнянь сумісно з умовами однозначності представляють собою математичне формулювання задачі теплообміну.

8.4. Основи теорії подібності

Рішення задач теплообміну зводиться до аналітичного або чисельного інтегрування диференціальних рівнянь при заданих умовах однозначності. При аналітичному рішенні ці умови фігурують в буквенному позначенні, а при чисельному – у вигляді чисел.

Аналітичні рішення є найбільш загальними, проте їх удається отримати лише для деяких випадків при умові введення припущень, які спрощують задачу. Більшість задач теплообміну вирішується або чисельними методами з застосуванням обчислювальної техніки, або за допомогою фізичного експерименту, який дозволяє отримати найбільш достовірні результати. Недоліком експериментальних і чисельних методів є те, що отримані результати дійсні лише для одиничного (індивідуального) випадку, який відповідає конкретним умовам однозначності. При зміні одного з аргументів необхідне нове чисельне рішення або експеримент. Оскільки чисельне рішення для індивідуального випадку рівноцінно одиничному експерименту, його називають математичним експериментом. Лише об'єднання математичних методів з експериментом і використанням теорії подібності дає можливість розповсюдити результати одиничного досвіду на цілу групу явищ.

Теорія подібності – вчення про подібні явища. Вона дозволяє з диференціальних рівнянь і крайових умов отримати ряд узагальнюючих висновків і тим самим створити теоретичну основу для постановки дослідів і обробки їх результатів.

Поняття подібності вперше було введено в геометрії. Для схожих точок і відрізків двох подібних тіл виконується рівність

$$x'/x'' = y'/y'' = z'/z'' = l_1'/l_1'' = l_2'/l_2'' = c_l, \quad (8.35)$$

де x, y, z – координати східних точок; l_1, l_2 – довжини східних відрізків; c_l – *множник геометричної подібності* або *геометричний масштаб моделювання*. Східними називають точки і відрізки, які задовольняють умовам геометричної подібності.

Поняття подібності розповсюджується і на фізичні явища. Останні вважаються подібними, якщо вони відносяться до одного і того ж класу, проходять в геометрично подібних системах і подібні всі однорідні фізичні величини, які характеризують ці явища. *Однорідними* називаються такі величини, які мають один і той же фізичний зміст і однакову розмірність.

Для подібних фізичних явищ в східних точках і в східні моменти часу будь-яка величина φ' першого явища пропорційна величині φ'' другого яви-

ща: $\varphi' = c_\varphi \varphi''$, де $c_\varphi = c_\varphi$ - константа подібності (масштаб моделювання). Два проміжки часу τ' і τ'' називаються східними, якщо вони мають загальний початок відліку і зв'язані рівнянням $\tau''/\tau' = c_\tau = const$.

При кінематичній подібності має місце подібність полів швидкостей $w''/w' = c_w$; при динамічній – подібність сил тиску $p''/p' = c_p$; при тепловій – подібність температурних полів $t''/t' = c_t$. Для фізичних явищ, які визначаються багатьма параметрами, константи подібності цих параметрів зв'язані між собою і не можуть бути вибрані довільно.

Рівняння, які описують подібні фізичні явища, після приведення їх до безрозмірного вигляду стають тотожними. При цьому в східних точках всі однойменні безрозмірні величини, в тому числі і безрозмірні параметри, будуть однаковими.

Приведемо до безрозмірного виду диференціальне рівняння тепловіддачі. Якщо ввести поняття надлишкової температури $\vartheta = t - t_{mn}$, то рівняння (8.32) можна записати в вигляді

$$\alpha = - \frac{\lambda}{\vartheta_{cm}} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (8.36)$$

В якості базових величин виберемо будь-який характерний геометричний розмір l і надлишкову температуру $\vartheta_{cm} = t_{cm} - t_{mn}$. Позначимо безрозмірні величини $\bar{n} = n/l$, $\bar{\vartheta} = \vartheta/\vartheta_{cm}$; тоді $n = l\bar{n}$ і $\vartheta = \vartheta_{cm}\bar{\vartheta}$.

Підставивши отримані вирази ϑ і n в рівняння (8.36), запишемо

$$\alpha = - \frac{\lambda}{\vartheta_{cm}} \left(\frac{\partial(\vartheta_{cm}\bar{\vartheta})}{\partial(l\bar{n})} \right)_{\bar{n}=0} = - \frac{\lambda}{l} \left(\frac{\partial\bar{\vartheta}}{\partial\bar{n}} \right)_{\bar{n}=0} \quad (8.37)$$

або в остаточному вигляді

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = - \left(\frac{\partial\bar{\vartheta}}{\partial\bar{n}} \right)_{\bar{n}=0} \quad (8.38)$$

Окрім безрозмірної температури $\bar{\vartheta}$ і координати по нормалі до поверхні \bar{n} , рівняння (8.38) вміщує безрозмірний комплекс $\frac{\alpha l}{\lambda}$, який складений з різнорідних фізичних величин, які характеризують явище тепловіддачі. Згідно властивостей подібних фізичних явищ цей комплекс повинен бути однаковим для подібних систем. Такі комплекси носять назву *чисел подібності*. Отриманий комплекс $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ називається *числом Нусельта*, являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі і визначається певним числом в задачах конвективного теплообміну.

Числа подібності, які складені тільки з заданих параметрів математичного опису задачі, називаються *критеріями подібності*. Розглянутий метод

отримання чисел подібності називається *методом масштабних перетворень*. Аналіз рівнянь теплообміну дозволяє сформулювати наступні основні числа подібності:

$Re = wl/v$ - число Рейнольдса, яке являє собою відношення сил інерції до сил в'язкості;

$Pr = Wa$ – число Прандтля, яке характеризує співвідношення молекулярних властивостей переносу кількості руху і теплоти; де $a = \lambda/(c_p \rho)$ – коефіцієнт теплопровідності.

$Fo = a \tau l^2$ – число Фур'є, яке представляє собою безрозмірний час в задачах теплопровідності;

$Fr = w^2/(gl)$ – число Фруда, яке характеризує міру відношення інерційних сил до сил тяжіння;

$Gr = gl^3 \beta \Delta t / \nu^2$ – число Грасгофа, яке характеризує відношення підйомної сили, що виникає із-за різниці густини холодної і нагрітої рідини, до сил в'язкості.

В приведених виразах прийняті позначення: w – швидкість теплоносія, м/с; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості теплоносія, м²/с; l – визначаючий розмір, м; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·К); c_p – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); ρ – густина теплоносія, кг/м³; τ – час, с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\beta = 1/T = 1/(273+t)$, коефіцієнт температурного розширення теплоносія, К⁻¹; $\Delta t = |t_{mi} - t_{cm}|$ - температурний напір між стінкою і теплоносієм, К.

Додаткові диференціальні рівняння, які описують фізичні явища, дозволяють сформулювати нові критерії подібності. Так отримано число Біо $Bi = \alpha l / \lambda$, яке характеризує відношення внутрішнього термічного опору (l/λ) до його зовнішнього термічного опору ($1/\alpha$). Зауважимо, що в число Біо Bi входить коефіцієнт теплопровідності твердого тіла λ_{cm} , а в число Нусельта Nu – коефіцієнт теплопровідності рідини (теплоносія) λ_{mi} .

Основні положення теорії подібності формулюються у вигляді трьох теорем. Перша і друга теореми відображають основні властивості подібних між собою явищ, третя встановлює ознаки, за якими можна визначити, чи подібні розглядувані явища.

В подібних явищах усі однойменні числа подібності (в тому числі і критерії подібності) однакові. В цьому полягає сутність першої теореми подібності.

На основі другої теореми подібності залежність між змінними, які характеризують будь-який фізичний процес, може бути представлена у вигляді залежності між числами подібності. Функціональна залежність між числами подібності називається *рівнянням подібності* (критеріальним рівнянням). Для явища тепловіддачі рівняння подібності в загальному вигляді має наступний вигляд:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (8.39)$$

Певному значенню числа Рейнольдса відповідає безліч значень кожного з параметрів w , l , ν (одиничних випадків). Все це дійсне і для інших чисел (Грасгофа, Прандтля). Отже, рішення у вигляді (8.39) дійсне для безлічі тих одиничних випадків, в яких однакові числа Рейнольдса, Прандтля і Грасгофа; тому воно носить узагальнюючий характер.

Межі закономірного розповсюдження одиничного досвіду відмічаються у третій теоремі подібності, яка коротко формулюється так: *подібними явищами будуть такі, які мають подібні умови однозначності і однакові визначальні критерії подібності*. Визначальні критерії складають з незалежних між собою величин, які входять в умови однозначності (геометричні співвідношення, фізичні параметри, крайові умови, початкові і граничні умови). Теорію подібності можна розглядати як вчення про узагальнені безрозмірні змінні, які характеризують даний процес. Перехід до таких змінних дозволяє переносити отримані експериментальні залежності на групу подібних явищ. Область узагальнення експериментальних даних обмежена умовами подібності, які сформульовані в третій теоремі подібності.

За допомогою рівняння подібності можливо визначити число Нусельта і, отже, відповідні значення коефіцієнта тепловіддачі. При рішенні рівнянь подібності важливу роль відіграють поняття визначальної температури і визначального геометричного розміру. *Визначальною температурою* називається температура, якій відповідають значення фізичних параметрів, що входять в числа подібності; *визначальним розміром* – характерний лінійний розмір l , який визначає розвиток процесу. Наприклад, для труб круглого перерізу визначальним лінійним розміром є діаметр; для каналів не круглого перерізу – еквівалентний діаметр $d_{екв} = 4F/P$, де F – площа поперечного перерізу каналу, а P – змочений периметр перерізу.

Приклади розв'язання задач

Задача 8.1.

Визначити різницю температур на зовнішній і внутрішній поверхнях сталеві стінки парового котла, який працює при надлишковому тиску $p_{над} = 17$ бар. Товщина стінки котла 20 мм; температура води, яка надходить у котел, 40°C. З 1 м² поверхні нагріву знімається $d = 30$ кг/год сухої насиченої пари. Коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda = 50$ Вт/(м·К). Барометричний тиск $p_б = 750$ мм рт. ст. Стінку котла вважати плоскою.

Дано:

$p_{нан} = 17$ бар;
 $t = 40^\circ\text{C}$;
 $\delta = 20$ мм $= 0,02$ м;
 $d = 30$ кг/(год·м²) $=$
 $= (30/3600)$ кг/(с·м²)
 $\lambda = 40$ Вт/(м·К);
 $p_б = 750$ мм рт. ст.
 $\Delta t = ?$;

Розв'язання

1. Абсолютний тиск пари у котлі
 $p = p_{над} + p_б = 17 + 750/750 = 18$ бар.
2. За таблицею 7 додатка ентальпія сухої насиченої пари при абсолютному тиску 18 бар $= 1,8$ МПа становить $h'' = 2796$ Дж/кг. Ентальпія води за таблицею 8 додатка при температурі 40°C становить $h' = 167,5$ кДж/кг.
3. Густина теплового потоку $q = (h'' - h') d$;



$$q = (2796 - 167.5)(30/3600) = 21,9 \text{ кВт/м}^2.$$

4. При тепловому градієнті $grad\ t = \partial t / \partial n = \Delta t / \delta$ залежність (8.5) набуває вигляду $q = \lambda \partial t / \partial n = \lambda \Delta t / \delta$. Тому різницю температур знаходимо з останнього рівняння $\Delta t = \delta \cdot q / \lambda$; тобто $\Delta t = 0,02 \cdot 21,9 \cdot 10^3 / 40 = 11^\circ\text{C}$.

Відповідь: $\Delta t = 11^\circ\text{C}$.

Задача 8.2. Визначити кількість теплоти, яка проходить через 1 м² стінки котла, якщо її товщина $\delta = 20$ мм, коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda = 40$ Вт/(м·К). Температура зовнішньої поверхні стінки $t_1 = 300^\circ\text{C}$ і внутрішньої поверхні $t_2 = 200^\circ\text{C}$. Стінку вважати плоскою.

Дано:

$$\delta = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м};$$

$$\lambda = 40 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$t_1 = 300^\circ\text{C};$$

$$t_2 = 200^\circ\text{C};$$

$$q = ?;$$

Розв'язання

1. Градієнт теплового потоку

$$grad\ t = (t_2 - t_1) / \delta = (200 - 300) / 0,02 = - 5000 \text{ К/м.}$$

2. Згідно закону Фур'є (8.5) кількість теплоти, яка приходить на 1 м² стінки котла, тобто густина теплового потоку

$$q = -\lambda\ grad\ t = - (- 5000) 40 = 200000 \text{ Вт/м}^2 = 0,2 \text{ МВт/м}^2.$$

Відповідь: $q = 0,2 \text{ МВт/м}^2$.

Задача 8.3.

Визначити втрати теплоти горизонтальним трубопроводом із зовнішнім діаметром 57 мм і довжиною 2 м, що проходить всередині приміщення, повітря якого має температуру $t_{нов} = 20^\circ\text{C}$. Температура зовнішньої поверхні трубопроводу $t_c = 120^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря $\alpha = 7,7$ Вт/(м²·К).

Дано:

$$d = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м};$$

$$l = 2 \text{ м};$$

$$t_{нов} = 20^\circ\text{C};$$

$$t_{cm} = 120^\circ\text{C};$$

$$\alpha = 7,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

$$Q = ?;$$

Розв'язання

1. Густина теплового потоку при тепловіддачі визначаємо за рівнянням Ньютона-Ріхмана (8.7)

$$q = \alpha(t_{cm} - t_{нов}) = 7,7 (120 - 20) = 7700 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Втрати теплоти горизонтальним трубопроводом

$$Q = qF = q \pi d l = 7700 \cdot 3,14 \cdot 0,057 \cdot 2 = 2756 \text{ Вт.}$$

Відповідь: $Q = 2756 \text{ Вт.}$

Контрольні питання

1. В чому полягають механізми переносу теплоти теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням?
2. Що таке складний теплообмін?
3. Як зв'язані густина теплового потоку q і витрата теплоти Q_{τ} ?
4. Що таке стаціонарне і нестаціонарне температурне поле ?.
5. Що таке ізотермічна поверхня і градієнт температур ?.
6. Як визначаються тепловий потік при теплопровідності, конвективній тепловіддачі і тепловому випромінюванні?
7. Яка роль крайових умов при рішенні задач теплообміну?
8. Що розуміється під подібністю фізичних явищ?
9. Що таке числа подібності і які їх властивості?



Національний університет

10. Як формулюються три теореми подібності?

11. Що називається визначальною температурою і визначальним геометричним розміром?



Національний університет
водного господарства
та природокористування



9.1. Основні поняття

Диференціальне рівняння теплопровідності.

Теплопровідність –це процес розповсюдження теплоти в робочому тілі шляхом передачі кінетичної енергії від більш нагрітих молекул до менш нагрітих, які знаходяться з ними у зіткненні.

Для нерухомого тіла проекції швидкості його руху $w_x = w_y = w_z = 0$ і диференціальне рівняння енергії (8.29) приймає вигляд

$$\partial t / \partial \tau = a \nabla^2 t + q_v / (c_p \rho). \quad (9.1)$$

Рівняння (9.1) є диференціальним рівнянням теплопровідності однорідного нерухомого тіла, яке виражає залежність температури будь-якої його точки від координат і часу. Величина $a = \lambda / (c_p \rho)$ називається *коефіцієнтом температуропровідності*. Для твердих тіл замість c_p слід підставляти c – питому теплоємність тіла. Коефіцієнт a характеризує теплоінерційні властивості речовини, тобто швидкість зміни температури будь-якої його точки, оскільки λ визначає здатність речовини проводити теплоту, c_p – міру теплової енергії речовини.

Для системи, яка не має внутрішніх джерел теплоти, рівняння (9.1) спрощується і приймає вигляд

$$\partial t / \partial \tau = a \nabla^2 t. \quad (9.2)$$

При постійному (стаціонарному) процесі теплопровідності і відсутності внутрішніх джерел теплоти температурне поле $t = f(x, y, z)$ описується рівнянням Лапласа

$$a \nabla^2 t = 0. \quad (9.3)$$

Найбільш простий вигляд рівняння теплопровідності має у випадку стаціонарного одновимірного температурного поля:

$$d^2 t / dx^2 = 0. \quad (9.4)$$

Інтегрування останнього рівняння не є складним. При передачі теплоти через огорожуючі конструкції і постійних на протязі тривалого часу температурах зовнішнього і внутрішнього середовищ процес теплопередачі можна розглядати як стаціонарний. Температурне поле в стінці, що передає тепло, часто розглядається як одновимірне.

Коефіцієнт теплопровідності. В фізичні умови однозначності задач теплопровідності входить коефіцієнт теплопровідності, який характеризує властивість речовини проводити теплоту. Чисельно він дорівнює кількості теплоти, яка проходить в одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури 1 К/м. Значення коефіцієнта теплопровідності для різних речовин зведені в довідковій таблиці, які побудовані на основі експериментальних даних.



Для більшості матеріалів залежність коефіцієнта теплопровідності від температури наближено виражається лінійною функцією

$$\lambda = \lambda_0[1 + b(t - t_0)], \quad (9.5)$$

де λ_0 – значення коефіцієнта теплопровідності при температурі $t_0 = 0^\circ\text{C}$; b – стала, яка визначається експериментально.

Найменший коефіцієнт теплопровідності мають гази. Коефіцієнт теплопровідності їх зростає з підвищенням температури і становить 0,006...0,09 Вт/(м·К).

Для крапельної неметалевої рідини $\lambda = 0,007... 0,7$ Вт/(м·К) і, як правило, зменшується зі зменшенням температури.

Для металів значення λ знаходиться в межах 20...418 Вт/(м·К).

Матеріали з $\lambda < 0,25$ Вт/(м·К) називаються теплоізоляційними. Більшість теплоізоляційних матеріалів мають пористу будову, що не дозволяє розглядати їх як суцільне середовище. Коефіцієнт теплопровідності пористих матеріалів величина умовна і характеризує перенесення теплоти як теплопровідністю, так конвекцією і випромінюванням через заповнені газом пори. Він зменшується при зростанні об'ємної густини матеріалу, що пояснюється низьким значенням коефіцієнту теплопровідності повітря [$\lambda = 0,02$ Вт/(м·К)].

Граничні умови. При рішенні задач теплопровідності розрізняють наступні граничні умови:

- 1) *граничні умови першого роду*, при яких задається розподіл температури по всій поверхні тіла в функції часу;
- 2) *граничні умови другого роду*, при яких задається густина теплового потоку для усієї поверхні тіла в функції часу;
- 3) *граничні умови третього роду*, при яких задаються температура середовища t_{mn} (теплоносія) і коефіцієнт тепловіддачі α між поверхнею тіла і оточуючим середовищем.

У відповідності з законом Ньютона-Ріхмана густина теплового потоку, яка передається поверхнею тіла оточуючому середовищу,

$$q = \alpha(t_{cm} - t_{mn}). \quad (9.6)$$

Згідно закону збереження енергії ця теплота дорівнює теплоті, що підведена до поверхні тіла з глибини тіла теплопровідністю і визначена законом Фур'є:

$$\alpha(t_{cm} - t_{mn}) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0} \quad (9.7)$$

Тут λ - коефіцієнт теплопровідності тіла; n – відстань від поверхні за внутрішньою нормаллю до неї. Переписавши останнє рівняння у вигляді

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0} = -\alpha(t_{cm} - t_{mn})/\lambda, \quad (9.8)$$

отримаємо математичне формулювання граничних умов третього роду.

Після рішення диференціального рівняння теплопровідності разом з умовами однозначності знаходять температурне поле, а на основі закону Фур'є – відповідні теплові потоки. Зауважимо, що аналітичне рішення даної задачі можливе лише для тіл правильної геометричної форми і при достатньо прос-

9.2. Теплопровідність при стаціонарному режимі одношарової та багатшарових плоских стінок

Теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах першого роду.

Розглянемо однорідну плоску стінку товщиною δ , рис. 9.1.

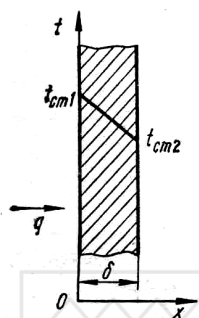


Рис. 9.1 Однорідна плоска стінка

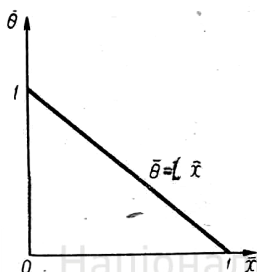


Рис. 9.2. Безрозмірне поле температур в плоскій стінці

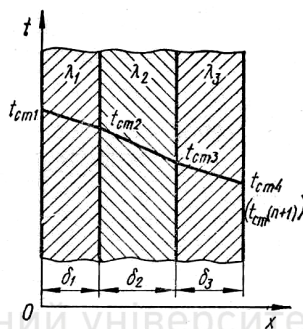


Рис. 9.3. Багатшарова плоска стінка

На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури t_{cm1} і t_{cm2} . Коефіцієнт теплопровідності стінки сталий і дорівнює λ . При стаціонарному режимі ($\partial t / \partial \tau = 0$) і відсутності внутрішніх джерел теплоти ($q_v = 0$) диференціальне рівняння теплопровідності стінки має такий вигляд

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (9.9)$$

З урахуванням заданих граничних умов температура в напрямку вісей Oy і Oz буде залишатися сталою, тобто

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0. \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$$

В зв'язку з цим температура є функцією тільки однієї координати x і рівняння (9.9) буде мати вигляд

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (9.10)$$

Інтегрування рівняння (9.10) дає

$$dt/dx = C_1. \quad (9.11)$$



Друге інтегрування дає залежність

$$t = C_1 x + C_2, \quad (9.12)$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 знаходимо, виходячи з граничних умов: при $x = 0$, $t = t_{cm1}$, тоді $C_2 = t_{cm1}$; при $x = \delta$, $t = t_{cm2} = C_1 \delta + t_{cm1}$, звідки $C_1 = -(t_{cm1} - t_{cm2})/\delta$.

Підставивши значення C_1 і C_2 в рівняння (9.12), отримаємо розподіл температури за товщиною стінки:

$$t = t_{cm1} - (t_{cm1} - t_{cm2})x/\delta. \quad (9.13)$$

Якщо відлік надлишкової температури на стінці вести від найменшої заданої температури t_{cm2} , то рівняння (9.13) зводиться до безрозмірного вигляду. Позначивши поточну надлишкову температуру стінки $\vartheta = t - t_{cm2}$, а найбільшу надлишкову температуру (повний температурний напір) $\vartheta_0 = t_{cm1} - t_{cm2}$, з рівняння (9.13) одержимо

$$t - t_{cm2} = t_{cm1} - t_{cm2} - (t_{cm1} - t_{cm2})x/\delta.$$

або

$$\vartheta = \vartheta_0 - \vartheta_0 x/\delta. \quad (9.14)$$

Переходячи до безрозмірної надлишкової температури $\bar{\theta} = \vartheta/\vartheta_0$ і координати $\bar{x} = x/\delta$, запишемо рівняння температурного поля в безрозмірному вигляді

$$\bar{\theta} = 1 - \bar{x}. \quad (9.15)$$

З рівняння (9.15) випливає, що розподіл температури в стінці представляється єдиною прямою для любых заданих значень t_{cm1} , t_{cm2} і δ , рис. 9.2.

Для визначення густини теплового потоку, який проходить через стінку в напрямку осі Ox , скористаємося законом Фур'є, згідно якого $q = -\lambda dt/dx$. Враховуючи, що

$$dt/dx = C_1 = -(t_{cm1} - t_{cm2})/\delta, \quad (9.16)$$

отримаємо

$$q = \lambda (t_{cm1} - t_{cm2})/\delta. \quad (9.17)$$

Загальна кількість теплоти, яка передається через поверхню стінки площею F за час τ ,

$$Q_\tau = \lambda (t_{cm1} - t_{cm2})F \tau/\delta. \quad (9.18)$$

Відношення λ/δ називається *тепловою провідністю стінки*, зворотна величина $R_\lambda = \delta/\lambda$ - її *внутрішнім термічним опором*. При лінійній залежності $\lambda = f(t)$ в рівняннях (9.17) і (9.18) замість λ необхідно підставляти $\lambda_{сеп}$, яке знаходиться для середньої арифметичної температури стінки $t_{сеп} = 0,5 (t_{cm1} + t_{cm2})$.

Розглянемо теплопровідність багатошарової плоскої стінки, яка складається з однорідних шарів, рис. 9.3. Коефіцієнт теплопровідності кожного шару дорівнює відповідно λ_1 , λ_2 , λ_3 , ... λ_n ; товщини шарів δ_1 , δ_2 , δ_3 , ... δ_n . На границі розділу двох шарів виникає контактний термічний опір, що обумовлено

нешільним стиканням шарів. Для спрощення задачі рахуємо його рівним нулю, а температури в місці стикання шарів однаковими.

При стаціонарному режимі кількість підведеної до стінки і відведеної від неї теплоти повинно бути однаковим. Звідси випливає рівність теплових потоків, які проходять через кожний шар стінки. На основі (9.47) маємо:

$$q = \lambda_1 (t_{cm1} - t_{cm2}) / \delta_1, \quad q = \lambda_2 (t_{cm2} - t_{cm3}) / \delta_2, \\ q = \lambda_n (t_{cmn} - t_{cm(n+1)}) / \delta_n.$$

З цих рівнянь знаходимо температурні напори

$$t_{cm1} - t_{cm2} = q \delta_1 / \lambda_1, \quad t_{cm2} - t_{cm3} = q \delta_2 / \lambda_2, \quad t_{cmn} - t_{cm(n+1)} = q \delta_n / \lambda_n. \quad (9.19)$$

Склавши ліві і праві частини рівнянь (9.19), отримаємо

$$t_{cm1} - t_{cm(n+1)} = q (\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \dots + \delta_n / \lambda_n). \quad (9.20)$$

Звідси густина теплового потоку

$$q = [t_{cm1} - t_{cm(n+1)}] / (\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \dots + \delta_n / \lambda_n) = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)}, \quad (9.21)$$

де i – номер шару.

Графічно розподіл температур по перерізу багат шарової стінки зображується ломаною лінією, температури на границі стикання шарів знаходять за допомогою рівнянь (9.19) або рівняння

$$t_{cm(k+1)} = t_{cm1} - q \sum_{i=1}^k \delta_i / \lambda_i. \quad (9.22)$$

Для порівняння теплопровідності багат шарової стінки і стінки з однорідного матеріалу введемо поняття *еквівалентного коефіцієнта теплопровідності* $\lambda_{ек}$ багат шарової стінки. Він дорівнює коефіцієнту теплопровідності однорідної стінки, товщина якої Δ відповідає товщині багат шарової стінки $\sum \delta_i$, а внутрішній термічний опір обох стінок однаковий, і визначається виразом

$$\lambda_{ек} = \frac{k}{\sum_{i=1}^k \delta_i} / \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (9.23)$$

9.3. Теплопровідність при стаціонарному режимі циліндричних стінок

Теплопровідність циліндричної стінки при граничних умовах першого роду. Розглянемо теплопровідність однорідної циліндричної стінки (труби) великої довжини l , коли передачею теплоти з торців стінки можна знехтувати. Труба має внутрішній радіус r_1 і зовнішній r_2 , рис.9.4.

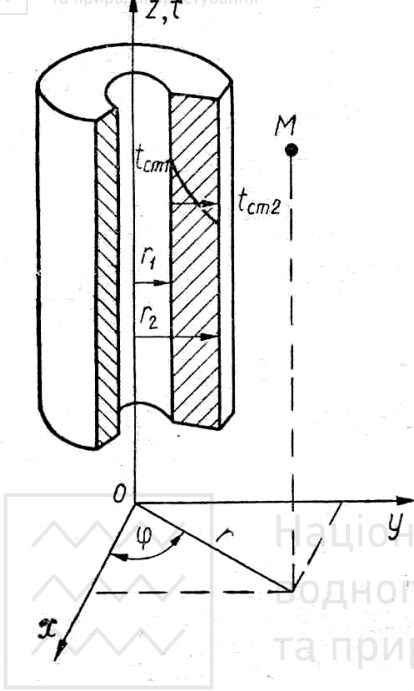


Рис. 9.4. Однорідна циліндрична стінка

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ - величина стала. На поверхні стінки задані температури $t_{cm1} = const$ і $t_{cm2} = const$.

Для рішення цієї задачі диференціальне рівняння теплопровідності (9.9) доцільно записати в циліндричній системі координат, скориставшись співвідношеннями, які зв'язують прямокутні і циліндричні координати:

$$x = r \cos \varphi; \quad y = r \sin \varphi; \quad z = z.$$

Тоді рівняння (9.9) приймає вигляд

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (9.24)$$

У відповідності з заданими умовами однозначності температура стінки змінюється вздовж координати r , тобто

$t=f(r)$; тому рівняння (9.24) спрощується і приймає вид

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} = 0. \quad (9.25)$$

Введемо нову змінну $u = dt/dr$. Тоді з рівняння (9.25) випливає

$$du/dr + u/r = 0. \quad (9.26)$$

Помножимо це рівняння на dr/u , тоді

$$du/u + dr/r = 0. \quad (9.27)$$

Інтегрування останнього рівняння дає

$$\ln u + \ln r = \ln C. \quad (9.28)$$

Після потенціювання рівняння (9.28) і переходу до первісної змінної отримаємо

$$u \cdot r = C_1; \quad (dt/dr) r = C_1; \\ dt = C_1 dr/r. \quad (9.29)$$

Після інтегрування рівняння (9.29), знайдемо

$$t = C_1 \ln r + C_2. \quad (9.30)$$

Для визначення постійних інтегрування C_1 і C_2 скористаємося граничними умовами: при $r = r_1$ $t = t_{cm1}$, звідки $t_{cm1} = C_1 \ln r_1 + C_2$; при $r = r_2$ $t = t_{cm2}$; так що $t_{cm2} = C_1 \ln r_2 + C_2$. Вирішив цю систему отриманих рівнянь, знайдемо постійні інтегрування

$$C_1 = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\ln(r_1 / r_2)} ; \quad C_2 = t_{cm1} - (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{\ln r_1}{\ln(r_1 / r_2)} .$$

Підставивши значення C_1 і C_2 в рівняння (9.30), одержимо

$$\begin{aligned} t &= \frac{(t_{cm1} - t_{cm2}) \ln r}{\ln(r_1 / r_2)} + t_{cm1} - (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{\ln r_1}{\ln(r_1 / r_2)} = \\ &= t_{cm1} + (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{(\ln r - \ln r_1)}{\ln(r_1 / r_2)} , \end{aligned}$$

тому остаточно

$$t = t_{cm1} - (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{\ln(r / r_1)}{\ln(r_2 / r_1)} . \quad (9.31)$$

Для визначення теплового потоку, який проходить на ділянці циліндричної поверхні довжиною l , скористаємося законом Фур'є

$$Q = - \lambda (dt/dr) F = - \lambda (dt/dr) 2\pi r l . \quad (9.32)$$

Візьмемо похідну dt/dr , скориставшись виразом (9.31)

$$dt/dr = - (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{1}{\ln(r_2 / r_1)} \frac{1}{r} . \quad (9.33)$$

Вирішивши спільно рівняння (9.32), (9.33), отримаємо

$$Q = (t_{cm1} - t_{cm2}) \frac{1}{\ln(r_2 / r_1)} 2\pi \lambda l . \quad (9.34)$$

або

$$Q = \frac{2\pi \lambda l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln(d_2 / d_1)} . \quad (9.35)$$

Через те, що площі внутрішньої і зовнішньої поверхні циліндричної стінки різні, різними будуть і відповідні густини теплових потоків. В технічних розрахунках тепловий потік відносять до одиниці довжини циліндричної стінки:

$$q_l = \frac{\pi (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln(d_2 / d_1)} , \quad (9.36)$$

де q_l – лінійна густина теплового потоку, Вт/м.

В шарах багат шарової циліндричної стінки лінійна густина теплового потоку q_l не змінюється. Вирішив рівняння (9.36) відносно різниці температур для кожного шару, а потім склавши їх, отримаємо



$$q_l = \frac{\pi(t_{cm1} - t_{cm(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1}/d_i)}, \quad (9.37)$$

Величина $\frac{1}{2\lambda} \ln(d_{i+1}/d_i)$ називається *внутрішнім температурним опором* циліндричної стінки (шару). Температура на границі будь-яких двох шарів стінки визначається виразом

$$t_{cm(k+1)} = t_{cm1} - \frac{q_l}{\pi} \sum_{i=1}^k \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1}/d_i) \quad (9.38)$$

Приклади розв'язання задач

Задача 9.1.

Визначити кількість теплоти, яка проходить через 1 м^2 стінки котла, якщо товщина її $\delta_1 = 15 \text{ мм}$, коефіцієнт теплопровідності матеріалу $\lambda_1 = 40 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, з внутрішньої сторони стінку покриває шар котельного накипу завтовшки $\delta_2 = 2 \text{ мм}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_2 = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Температура зовнішньої поверхні $t_1 = 300^\circ\text{C}$ і внутрішньої поверхні накипу $t_3 = 210^\circ\text{C}$. Стінку котла вважати плоскою. Знайти температуру внутрішньої поверхні стінки котла.

Дано:

$$\delta_1 = 15 \text{ мм} = 0,015 \text{ м};$$

$$\lambda_1 = 40 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\delta_2 = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м};$$

$$\lambda_2 = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$t_1 = 300^\circ\text{C};$$

$$t_2 = 210^\circ\text{C};$$

$$q = ?;$$

Розв'язання

1. За формулою (9.21) густина теплового потоку

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)} = \frac{t_1 - t_2}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2};$$

$$q = \frac{300 - 210}{0,015/40 + 0,002/0,2} = 8675 \text{ Вт/м}^2;$$

2. Температуру внутрішньої поверхні сталевого листа (під накипом) визначаємо за формулою (9.22)

$$t_{cm(k+1)} = t_{cm1} - q \sum_{i=1}^k \delta_i / \lambda_i; \text{ тобто } t_2 = t_1 - q \delta_1 / \lambda_1 = 300 - 8675 \cdot 0,015 / 40 = 300 - 3,25 = 296,75^\circ\text{C}$$

Відповідь: $q = 8675 \text{ Вт/м}^2$; $t_2 = 296,75^\circ\text{C}$.

Задача 9.2.

Пароперегрівник зроблено з труб жаростійкої сталі діаметром $d_1/d_2 = 32/42 \text{ мм}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 20 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Температура зовнішньої поверхні труби $t_3 = 600^\circ\text{C}$ і внутрішньої поверхні $t_6 = 420^\circ\text{C}$. Визначити лінійну густина теплового потоку q_l .

Дано:

$$d_1/d_2 = 32/42 \text{ мм}$$

$$\lambda = 20 \text{ Вт/(м·К);}$$

$$t_3 = 600^\circ\text{C;}$$

$$t_6 = 420^\circ\text{C;}$$

$$q_l = ?;$$

Розв'язання

1. Лінійну густину теплового потоку визначаємо за формулою (9.36), яка для заданих умов набуває вигляду

$$q_l = \frac{\pi(t_3 - t_6)}{\frac{1}{2\lambda} \ln(d_2/d_1)} = \frac{3,14(600 - 420)}{\frac{1}{2 \cdot 20} \ln \frac{42}{32}} = 83142 \text{ Вт/м.}$$

Відповідь: $q_l = 83142 \text{ Вт/м.}$

Задача 9.3.

Паропровід діаметром $d_1/d_2 = 150/160 \text{ мм}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_1 = 45 \text{ Вт/(м·К)}$ покрито шаром теплової ізоляції завтовшки $\delta = 80 \text{ мм}$. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_2 = 0,08 \text{ Вт/(м·К)}$. Температура на внутрішній поверхні паропроводу $t_1 = 500^\circ\text{C}$, на зовнішній поверхні ізоляції $t_3 = 60^\circ\text{C}$. Знайти теплові втрати з 1 м паропроводу і температуру на зовнішній поверхні труби (під ізоляцією).

Дано:

$$d_1/d_2 = 150/160 \text{ мм}$$

$$\lambda_1 = 45 \text{ Вт/(м·К);}$$

$$\delta = 80 \text{ мм;}$$

$$\lambda_2 = 0,08 \text{ Вт/(м·К);}$$

$$t_1 = 500^\circ\text{C;}$$

$$t_3 = 60^\circ\text{C;}$$

$$q_l = ?; t_2 = ?.$$

Розв'язання

1. Лінійну густину теплового потоку визначаємо за формулою (9.37), яка для заданих умов набуває вигляду

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_3)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln(d_2/d_1) + \frac{1}{\lambda_2} \ln(d_3/d_2)};$$

$$q_l = \frac{3,14(500 - 60)}{\frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{160}{150} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{160 + 2 \cdot 80}{160}} = 318,86 \text{ Вт/м.}$$

2. Температуру на зовнішній поверхні труби паропроводу знаходимо за рівнянням (9,38)

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \cdot \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} = 500 - \frac{318,86}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{45} \cdot \ln \frac{160}{150} = 500 - 0,073 \approx 500^\circ\text{C.}$$

Відповідь: $q_l = 318,86 \text{ Вт/м; } t_2 = 500^\circ\text{C.}$

Задача 9.4.

Скільки необхідно спалити вугілля в печі, ККД якої $\eta = 70\%$, щоб покрити втрати тепла за добу через цегляну стінку площею $F = 40 \text{ м}^2$ товщиною $\delta = 0,25 \text{ м}$, якщо температура внутрішньої поверхні стінки $t_1 = 20^\circ\text{C}$, а зовнішньої $t_2 = -10^\circ\text{C}$. Нижча теплотворна здатність вугілля $Q_n^p = 19000 \text{ кДж/кг}$, а коефіцієнт теплопровідності цегляної стінки $\lambda = 0,575 \text{ Вт/(м·К)}$.

Дано:

$$\eta = 70\%;$$

$$F = 40 \text{ м}^2;$$

$$\delta = 0,25 \text{ м;}$$

$$Q_n^p = 19000 \text{ кДж/кг;}$$

Розв'язання

1. За формулою (9.21) густина теплового потоку

$$\begin{aligned}
 t_1 &= 20^\circ\text{C}; \\
 t_2 &= -10^\circ\text{C}; \\
 \lambda &= 0,575 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}. \\
 G &= ?;
 \end{aligned}$$

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)} = \frac{t_1 - t_2}{\delta / \lambda} = \frac{20 - (-10)}{0,25 / 0,575} = 69 \text{ Вт/м}^2;$$

2. Складаємо рівняння теплового балансу

$$G Q_{\eta}^p 10^3 = qF \cdot 24 \cdot 3600,$$

звідки

$$G = \frac{qF \cdot 24 \cdot 3600}{Q_{\eta}^p 10^3} = \frac{69 \cdot 40 \cdot 24 \cdot 3600}{19000 \cdot 0,7 \cdot 10^3} = 17,93 \text{ кг}.$$

Відповідь: $G = 17,93 \text{ кг}$.

Контрольні питання

1. Якими диференціальними рівняннями описується явище теплообміну?
2. Перерахуйте крайові умови для задач теплопровідності і теплообміну.
3. Дайте визначення подібності фізичних явищ.
4. Що таке числа подібності і які їх властивості?
5. В чому полягають три теореми подібності?
6. Що називається визначальною температурою і визначальним геометричним розміром?
7. Що називається коефіцієнтом теплопровідності? Як він залежить від температури?
8. Які межі зміни теплопровідності для газів, рідин і твердих тіл?
9. Які існують види граничних умов для задач теплопровідності?
10. Що розуміється під температурним полем і густиною теплового потоку?
11. Як визначаються температури на границі шарів багатшарової плоскої стінки?
12. Що називається лінійною густиною теплового потоку циліндричної стінки?



10.1. Фізична суть процесу конвективного теплообміну

Фізичні особливості процесу тепловіддачі. Явище конвективного перенесення теплоти спостерігається лише в рухомих середовищах. За природою виникнення розрізняють вільний і вимушений рух.

Рух рідини може бути ламінарним і турбулентним. При *ламінарному* режимі частинки рідини рухаються пошарово і не перемішуються. *Турбулентний* режим характеризується безперервним перемішуванням усіх шарів рідини. Ламінарний режим переходить в турбулентний при критичних числах Рейнольдса. Режим течії рідини, який знаходиться між ламінарним і турбулентним, називається *перехідним*.

При будь-якому режимі руху частинки рідини, які безпосередньо прилягають до твердої поверхні, як би прилипають до неї. В результаті поблизу поверхні під дією в'язкого тертя утворюється тонкий шар загальмованої рідини. В цьому шарі швидкість рідини змінюється від нуля на поверхні тіла до швидкості незбуреного потоку (на віддалі від тіла). Цей шар загальмованої рідини отримав назву *динамічного пограничного (примежового) шару*.

На рис 10.1 показана схема утворення динамічного пограничного шару при обтіканні плоскої поверхні потоком рідини з постійною швидкістю w_0 .

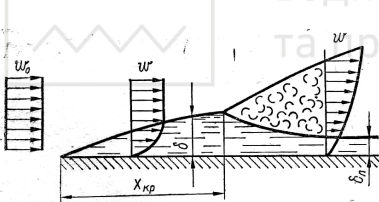


Рис. 10.1 Схема утворення динамічного пограничного шару

турбулентний. При цьому біля поверхні стінки утворюється ламінарний пограничний шар δ_l . Аналогічно поняттю динамічного пограничного шару введено поняття *теплого пограничного шару* – прилеглої до твердої поверхні області, в якій температура рідини змінюється від температури стінки t_{cm} до температури на віддалі від тіла $t_{p10} = t_{m1}$.

Інтенсивність переносу теплоти залежить від режиму руху рідини в пограничному шарі. При турбулентному пограничному шарі перенос теплоти в напрямку стінки обумовлений турбулентним перемішуванням рідини. Проте безпосередньо біля стінки, в ламінарному підшарі, теплота буде переноситися теплопровідністю.



Як відзначалося раніше, процес тепловіддачі прийнято описувати рівнянням Ньютона-Ріхмана

$$Q = \alpha (t_{mi} - t_{cm}) F. \tag{10.1}$$

Для густини теплового потоку воно записується так:

$$q = \alpha (t_{mi} - t_{cm}) = \alpha \Delta t. \tag{10.2}$$

Коефіцієнт тепловіддачі. Рівняння (10.1) і (10.2) не відображають в явному вигляді впливу всієї різноманітності факторів на інтенсивність тепловіддачі, які повинні враховуватися коефіцієнтом тепловіддачі α . З диференціального рівняння тепловіддачі випливає, що

$$\alpha = \frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \tag{10.3}$$

В першому наближенні градієнт температури в тепловому пограничному шарі виражається так:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} \approx \frac{t_{mi} - t_{cm}}{\delta_T}, \tag{10.4}$$

де δ_T – товщина турбулентного пограничного шару.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі визначається співвідношенням

$$\alpha \approx \lambda / \delta_T. \tag{10.5}$$

В загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі залежить від геометричної форми Φ і розмірів l поверхні теплообміну, теплофізичних характеристик рідини (коефіцієнта теплопровідності λ , теплоємності c , кінематичної в'язкості ν , густини ρ , коефіцієнта об'ємного розширення β), швидкості руху рідини w , температурних умов і природи виникнення руху тощо

$$\alpha = f(\Phi, l, \lambda, c, \nu, \rho, \beta, w, t_{cm}, t_{mi}). \tag{10.6}$$

Суттєвий вплив на коефіцієнт тепловіддачі виявляє наявність фазових переходів в середовищі (кипіння, конденсація), отже в рівняння для визначення коефіцієнтів тепловіддачі повинні входити і інші фізичні параметри процесу.

Значення коефіцієнта тепловіддачі α [Вт/(м² К)] змінюється в таких межах:

Вільна конвекція в газах	5...30
Те ж у воді	10 ² ...10 ³
Вимушена конвекція в газах	10...500
Те ж у воді	500...10 ⁴
Теплообмін при зміні агрегатного стану води (кипіння, конденсація)	10 ³ ...10 ⁵

Задача аналітичного визначення коефіцієнта тепловіддачі значно спрощується при використанні теорії пограничного шару. В основі цієї теорії лежить *гіпотеза Прандтля*, згідно якої сили в'язкості грають суттєву роль тільки в межах пограничного шару, а в решті потоку ними можливо знехтувати.

Кількісне співвідношення між тертям і тепловіддачею знаходять, користуючись *аналогією Рейнольдса*. Суть її полягає в тому, що перенесення теплоти і кількості руху мають однакову природу і здійснюються матеріальними частинками, які, переміщуючись поперек потоку, переносять одночасно теплоту і кількість руху. Рейнольдс показав, що для турбулентного потоку рідини допустимо застосовувати вирази, які аналогічні закону Фур'є (для переносу теплоти) і закону Ньютона (для переносу кількості руху), але в них замість величин λ і μ повинні фігурувати коефіцієнт турбулентної теплопровідності λ_T і коефіцієнт турбулентної в'язкості μ_T , які залежать від гідродинаміки потоку, а саме від числа Рейнольдса.

Зв'язок між тепловіддачею і тертям. Розглянемо стаціонарний безнапірний рух рідини при відсутності масових сил в системі. Вісь Ox суміщаємо з поверхнею теплообміну, а вісь Oy напрямляємо по нормалі до неї. При заданих умовах $\partial w_x / \partial \tau = 0$, $\partial p / \partial x = 0$ і $\rho g_x = 0$, методом масштабного перетворення приводимо до безрозмірного вигляду рівняння Нав'є-Стокса

$$w_x \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial \bar{x}} + w_y \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial \bar{y}} + w_z \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial \bar{z}} = \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}_x}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}_x}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}_x}{\partial \bar{z}^2} \right). \quad (10.7)$$

Тут $\bar{w}_x = w_x / w_o$; $\bar{x} = x/l$; $\bar{y} = y/l$; $\bar{z} = z/l$; w_o – швидкість потоку зовні пограничного шару; l – характерний розмір системи.

Диференціальне рівняння енергії для цього випадку приводиться до наступного вигляду:

$$w_x \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}} + w_y \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{y}} + w_z \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{z}} = a \left(\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{z}^2} \right), \quad (10.8)$$

$$\bar{\theta} = (t - t_{cm}) / (t_{mn} - t_{cm}).$$

При $\nu = a$ або $Pr = \nu / a = 1$ рівняння (10.7) і (10.8) тотожні відносно \bar{w}_x і $\bar{\theta}$, а граничні значення цих величин чисельно однакові: на поверхні теплообміну $\bar{w}_x = \bar{\theta} = 0$, на віддалі від поверхні $\bar{w}_x = \bar{\theta} = 1$. Звідси випливає, що поля температур і швидкостей в пограничному шарі подібні і для любой східної точки $\bar{w}_x = \bar{\theta}$, тобто

$$w_x / w_o = (t - t_{cm}) / (t_{mn} - t_{cm}). \quad (10.9)$$

Доведено, що при $Pr = 1$ забезпечується подібність розподілу швидкостей і надлишкових температур як для ламінарного, так і для турбулентного потоку рідини. В безпосередній близькості від стінки в обох випадках теплота передається теплопровідністю і густина теплового потоку визначається виразом

$$q = \lambda (\partial t / \partial y)_{y=0}. \quad (10.10)$$

Згідно з законом Ньютона напруження тертя $\bar{\tau}$ біля поверхні стінки виражається так:



$$\bar{\tau} = \mu (\partial w_x / \partial w_y)_{y=0}. \quad (10.11)$$

Ділення рівнянь (10.10) і (10.11) дає

$$\frac{q}{\bar{\tau}} = \frac{\lambda}{\mu} \frac{(\partial t / \partial y)_{y=0}}{(\partial w_x / \partial y)_{y=0}}. \quad (10.12)$$

Приведемо вираз (10.9) до вигляду

$$w_o(t - t_{cm}) = (t_{mn} - t_{cm})w_x. \quad (10.13)$$

Виконавши диференціювання цього виразу, отримаємо

$$w_o \partial t / \partial y = (t_{mn} - t_{cm})(\partial w_x / \partial y).$$

Тоді

$$\frac{\partial t / \partial y}{\partial w_x / \partial y} = \frac{t_{mn} - t_{cm}}{w_o}. \quad (10.14)$$

З урахуванням цієї рівності з рівняння (10.12) знаходимо

$$q = \bar{\tau} \frac{\lambda}{\mu} \frac{t_{mn} - t_{cm}}{w_o}. \quad (10.15)$$

Останнє рівняння встановлює співвідношення між тепловіддачею і тертям. При зовнішньому обтіканні тіл потоком напруження тертя зв'язане з коефіцієнтом опору тертю c_f співвідношенням

$$\bar{\tau} = c_f \rho w_o^2 / 2, \quad (10.16)$$

а тепловий потік

$$q = \alpha (t_{mn} - t_{cm}). \quad (10.17)$$

Підставивши (10.16) і (10.17) в рівняння (10.15), отримаємо

$$\alpha (t_{mn} - t_{cm}) = c_f \rho (w_o^2 / 2) \frac{\lambda}{\mu} \frac{t_{mn} - t_{cm}}{w_o}. \quad (10.18)$$

Звідси

$$\alpha = \frac{c_f}{2} \frac{\lambda}{\nu} w_o, \quad (10.19)$$

або

$$\alpha l / \lambda = \frac{c_f}{2} \frac{w_o l}{\nu}, \quad (10.20)$$

тобто остаточно

$$Nu = 0,5 c_f Re. \quad (10.21)$$

Формула (10.21), яка дійсна при $Pr = 1$, може бути розповсюджена на випадок $Pr > 1$ введенням експериментальної поправки $Pr^{0,43}$ як множника. Тоді

$$Nu = 0,5 c_f Re Pr^{0,43}. \quad (10.22)$$

Експериментальне визначення коефіцієнтів опору потоку набагато простіше ніж визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

10.2. Моделювання тепловіддачі



Моделюванням називається метод експериментального вивчення явища на моделі натурального об'єкта. Щоб процеси в моделі і об'єкті були подібні, необхідно виконати умови подібності:

- 1) моделювати можна тільки якісно однакові процеси, тобто такі, які мають однакову фізичну природу і описуються однаковими диференціальними рівняннями;
- 2) умови однозначності повинні бути однаковими у всьому, крім чисельних значень постійних, які вміщуються в цих умовах, в тому числі потрібна геометрична подібність об'єкту і моделі.;
- 3) однойменні критерії подібності для моделі і об'єкту повинні мати однакові чисельні значення.

При вимушеному русі рідини інтенсивність тепловіддачі в значній степені залежить від характеру течії рідини, що визначається числом Рейнольдса. Тому при моделюванні повинна бути дотримана рівність цих чисел, тобто $Re' = Re''$. Тут одним штрихом відмічені значення, які відносяться до натурального зразка, двома – до моделі. З зазначеної рівності випливає такий індикатор моделювання

$$c_w c_l / c_v = 1, \quad (10.23)$$

де $c_w = w'/w''$, $c_l = l'/l''$, $c_v = v'/v''$ – відповідні множники перетворення (масштаби моделювання).

Якщо при моделюванні використовується одна і та ж рідина, то $v' = v''$ і $c_v = 1$. Нехай, наприклад, геометричні розміри моделі в 10 разів менші натурального зразка, тобто $c_l = 10$. Тоді із співвідношення (10.23) $c_w = 0,1$ і $w' = 0,1 w''$, тобто швидкість рідини в моделі повинна бути в 10 разів більшою, ніж в натурному зразку.

В деяких випадках здійснити повне моделювання практично неможливо. Тоді застосовують *наближене моделювання*, яке базується на автотодельності процесу. Сутність явища автотодельності полягає в тому, що зміна певного критерію в певних межах не впливає на проходження процесу; тому необхідність дотримання рівності цього критерію для моделі і натурального зразка не потрібне.

Досвід показує, що залежність між числами подібності в певних межах зміни аргументу може бути представлена в вигляді степеневі функції. Так, при вимушеній течії рідини

$$Nu = c Re^n Pr^m. \quad (10.24)$$

де коефіцієнт c і показники n , m визначаються експериментально.

10.3. Теплопередача

Теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах третього роду. Передачу теплоти від одного теплоносія до другого (рідині, газу) через роздільну тверду стінку називають *теплопередачею*.



Особливості протікання процесу на границях стінки при теплопередачі визначаються граничними умовами третього роду, які характеризуються температурами рідини по обидві сторони стінки, а також відповідними коефіцієнтами тепловіддачі. У випадку радіаційно-конвективного теплообміну коефіцієнт тепловіддачі визначається формулою

$$q = \alpha_{\text{рк}}(t_{\text{см}} - t_{\text{м.н}}) = (\alpha + \alpha_{\text{вип}})(t_{\text{см}} - t_{\text{м.н}}), \quad (10.25)$$

де

$$\alpha_{\text{вип}} = \frac{\varepsilon c_0 \left[(T_{\text{см}} / 100)^4 - (T_{\text{м.н}} / 100)^4 \right]}{t_{\text{см}} - t_{\text{м.н}}} \quad (10.26)$$

$\alpha_{\text{вип}}$ - поправка на теплообмін випромінюванням. Тут ε - степінь чорноти тіла, яка залежить від його фізичних властивостей. Для крапельних рідин $\alpha_{\text{вип}} = 0$.

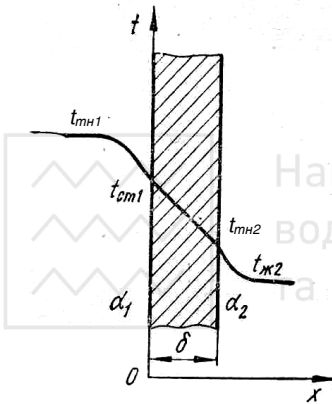


Рис. 10.2. Теплопередача через плоску стінку

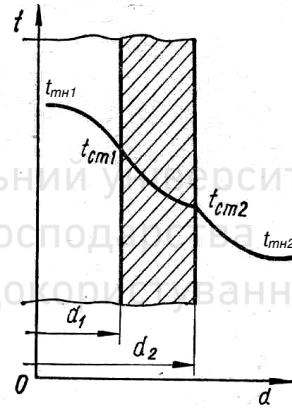


Рис. 10.3. Схема розподілу теплопередачі через циліндричну стінку

Плоска стінка. Розглянемо процес теплопередачі через однорідну плоску стінку товщиною δ рис. 10.2. Задані коефіцієнт теплопровідності стінки λ , температури рідин (теплоносіїв) $t_{\text{мн}1}$ і $t_{\text{мн}2}$, коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 . Необхідно знайти тепловий потік від гарячої рідини до холодної і температури на поверхні стінки $t_{\text{см}1}$, $t_{\text{см}2}$. Густина теплового потоку від гарячої рідини до стінки визначається рівнянням $q = \alpha_1 (t_{\text{мн}1} - t_{\text{см}1})$.

При стаціонарному режимі цей же тепловий потік передається теплопровідністю через тверду стінку

$$q = \lambda(t_{\text{см}1} - t_{\text{см}2})/\delta$$

І далі цей потік передається від другої поверхні до холодної рідини тепловіддачею

$$q = \alpha_2 (t_{\text{см}2} - t_{\text{мн}2})$$



Перепишемо три останні рівняння у вигляді

$$t_{mn1} - t_{cm1} = q/\alpha_1; \quad t_{cm1} - t_{cm2} = q\delta/\lambda; \quad t_{cm2} - t_{mn2} = q/\alpha_2.$$

і склавши їх, отримаємо

$$t_{mn1} - t_{mn2} = q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$$

Звідси

$$q = k(t_{mn1} - t_{mn2}), \quad (10.27)$$

де

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}. \quad (10.28)$$

Величина k називається *коефіцієнтом теплопередачі*, який характеризує кількість теплоти, що проходить через одиницю поверхні стінки в одиницю часу при різниці температур між гарячим і холодним середовищем в 1 К. В одиницях СІ він виражається в ватах на квадратний метр-кельвін. [Вт/(м²·К)]. Величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі, називається *термічним опором*.

$$R = 1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2 = R_{\alpha 1} + R_{\lambda} + R_{\alpha 2}. \quad (10.29)$$

Сума величин $R_{\alpha 1} = 1/\alpha_1$ і $R_{\alpha 2} = 1/\alpha_2$ називається *зовнішнім термічним опором*. Температури на поверхні однорідної стінки визначаються виразами

$$t_{cm1} = t_{mn1} - q/\alpha_1; \quad (10.30)$$

$$t_{cm2} = t_{mn1} - q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda). \quad (10.31)$$

Циліндрична стінка. Розглянемо однорідну циліндричну стінку, внутрішній діаметр якої d_1 , зовнішній d_2 , коефіцієнт теплопровідності λ - сталий, рис. 10.3. Задані температури рідин (теплоносіїв) гарячої t_{mn1} і холодної t_{mn2} , а також відповідні коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 . При усталеному тепловому режимі можна записати для питомої густини на 1 м довжини стінки:

$$q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t_{mn1} - t_{cm1}); \quad q_l = \frac{\pi(t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln(d_2/d_1)}; \quad q_l = \alpha_2 \pi d_2 (t_{cm2} - t_{mn2}). \quad (10.32)$$

Тут πd_2 і πd_1 - площі зовнішньої і внутрішньої поверхонь циліндричної стінки довжиною 1 м. Вирішивши ці рівняння відносно різниці температур, а потім склавши отримані рішення, знайдемо

$$q_l = k_l \pi (t_{mn1} - t_{mn2}), \quad (10.33)$$

де

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (10.34)$$

Величина k_l називається *лінійним коефіцієнтом теплопередачі*, який чисельно дорівнює кількості теплоти, яка проходить за одиницю часу через циліндричну стінку довжиною 1 м при різниці температур між гарячою і холо-



дною рідиною в 1 К. Величина, зворотна лінійному коефіцієнту теплопередачі, називається *лінійним термічним опором*:

$$R_l = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}. \quad (10.35)$$

Загальний термічний опір циліндричної стінки складається з зовнішніх опорів $R_{\alpha 1}$ і $R_{\alpha 2}$ і внутрішнього термічного опору R_λ . В випадку багат шарової циліндричної стінки, яка складається з n шарів,

$$R_\lambda = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1} / d_i). \quad (10.36)$$

Тоді

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln(d_{i+1} / d_i) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \quad (10.37)$$

Температура поверхонь циліндричної стінки визначаються в результаті рішення рівнянь (10.32)

$$t_{cm1} = t_{mn1} - \frac{q_l \cdot 1}{\pi \alpha_1 d_1}; \quad (10.38)$$

$$t_{cm2} = t_{cm1} - \frac{q_l}{\pi 2\lambda} \ln(d_2 / d_1). \quad (10.39)$$

Якщо товщина циліндричної стінки мала в порівнянні з її діаметром, то для розрахунку теплопередачі можна скористатися спрощеною формулою. Запишемо вираз q_l в такому вигляді:

$$q_l = k\pi d_l (t_{mn1} - t_{mn2}), \quad (10.40)$$

де πd_l – площа внутрішньої поверхні стінки довжиною 1 м.

На основі виразів (10.33), (10.34) і (10.40) маємо

$$k = \frac{k_l}{d_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (10.41)$$

Для тонкостінного циліндра $d_2/d_1 \rightarrow 1$. В цьому випадку $\ln(d_2/d_1) = d_2/d_1 - 1 = (d_2 - d_1)/d_1 = 2\delta/d_1$ і вираз (10.41) приймає вигляд

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}. \quad (10.42)$$

Тепловий потік, що передається через циліндричну стінку,

$$Q = q_l = k\pi d_l (t_{mn1} - t_{mn2}) l = kF\Delta t, \quad (10.43)$$

де коефіцієнт теплопередачі k розраховується за формулою (10.42), як і для плоскої стінки; $F = \pi d_l l$ – площа поверхні стінки; Δt – температурний напір.

Формула (10.43) застосовується для циліндричної стінки при $d_2/d_1 \leq 1,8$.



Приклади розв'язання задач

Задача 10.1.

Стіна з цегли приміщення завтовшки в дві цегли $\delta = 510$ мм з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,8$ Вт/(м·К) з внутрішньої поверхні стикається з повітрям, температура якого $t_1 = 25^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні стінки $\alpha_1 = 10$ Вт/(м²·К), температура повітря зовні $t_2 = -15^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки, яка обдувається вітром, $\alpha_2 = 30$ Вт/(м²·К). Визначити густину теплового потоку q через стінку, а також температури на поверхнях стінки t_{c1} і t_{c2} .

Дано:

$$\delta = 510 \text{ мм} = 0,51 \text{ м};$$

$$\lambda = 0,8 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$t_{m1} = 25^\circ\text{C};$$

$$\alpha_1 = 10 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)};$$

$$t_{m2} = -15^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 30 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

$$t_{c1} = ?; t_{c2} = ?;$$

Розв'язання

1. Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою (10.28)

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/10 + 0,51/0,8 + 1/30} = 1,297 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

2. Густина теплового потоку визначаємо за залежністю (10.27)

$$q = k(t_{m1} - t_{m2}) = 1,297[25 - (-15)] = 51,88 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Температури на поверхні однорідної стінки визначаються виразами (10.30), (10.31)

$$t_{c1} = t_{m1} - q/\alpha_1;$$

$$t_{c1} = 25 - 51,88/10 = 19,81^\circ\text{C};$$

$$t_{c2} = 25 - 51,88(1/10 + 0,51/0,8) = -13,26^\circ\text{C}$$

$$\text{Відповідь: } t_{c1} = 19,81^\circ\text{C}; t_{c2} = -13,26^\circ\text{C}.$$

Задача 10.2.

Поверхня нагріву складається з плоскої сталеві стінки завтовшки $\delta_{cm} = 10$ мм. З одного боку стінки рухається гаряча вода, температура якої $t_{m1} = 120^\circ\text{C}$, з другого боку вода з температурою $t_{m2} = 50^\circ\text{C}$. Визначити густину теплового потоку і коефіцієнт теплопередачі. Визначити значення температур на обох поверхнях стінки.

Знайти, як зміниться густина теплового потоку і температура на поверхнях стінки, якщо з обох боків сталеві стінки з'явився накип товщиною 1 мм. Прийняти $\alpha_1 = 2000$ Вт/(м²·град), $\alpha_2 = 1250$ Вт/(м²·град), $\lambda_{cm} = 40$ Вт/(м·К); для накипу $\lambda_n = 0,5$ Вт/(м·К).

Дано:

$$\delta = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м};$$

$$t_{m1} = 120^\circ\text{C};$$

$$t_{m2} = 50^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{cm} = 40 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_n = 0,5 \text{ Вт/(м·К)}$$

$$\alpha_1 = 2000 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)};$$

$$\alpha_2 = 1250 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Розв'язання

1. Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою (10.28)

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{cm} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/2000 + 0,01/40 + 1/1250} = 645 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

2. Густина теплового потоку визначаємо за залежніс-

$$\delta_n = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м.} \quad \text{ТЮ (10.27)}$$

$$k = ?; q = ?;$$

$$t_{cm1} = ?; t_{cm2} = ?;$$

3. Температури на поверхні однорідної стінки визначаються виразами (10.30), (10.31)

$$t_{cm1} = t_{mn1} - q_1 / \alpha_1; \quad t_{cm2} = t_{mn1} - q_1 (1 / \alpha_1 + \delta / \lambda_{cm}).$$

$$t_{cm1} = 120 - 45150 / 2000 = 97,42^\circ\text{C};$$

$$t_{cm2} = 120 - 45150 (1 / 2000 + 0,01 / 40) = 86,14^\circ\text{C}.$$

5. Розрахунок при наявності накипу з двох боків металевої стінки. Густина теплового потоку визначаємо за формулою

$$q = \frac{t_{mn1} - t_{mn2}}{1 / \alpha_1 + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + 1 / \alpha_2} = \frac{120 - 50}{\frac{1}{2000} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{0,01}{40} + \frac{0,001}{0,5} + \frac{1}{1250}} = 12600 \text{ Вт/м}^2.$$

Відповідь: $k=645 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $q_1=45150 \text{ Вт/м}^2$; $t_{cm1}=97,42^\circ\text{C}$;

$t_{cm2} = 86,14^\circ\text{C}$; При наявності накипу $q=12600 \text{ Вт/м}^2$.

Задача 10.3

Визначити втрати теплоти на 1 м трубопроводу діаметром $d_2/d_1=162/150$ мм, який покритий шаром ізоляції товщиною $\delta_{iz} = 50$ мм. Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{cm} = 45 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, а ізоляції $\lambda_{iz} = 0,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Температура води в трубопроводі $t_1 = 95^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1200 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, температура оточуючого повітря $t_2 = -10^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря $\alpha_2 = 10 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Розрахувати також температуру зовнішньої поверхні ізоляції.

Дано:

$$d_2/d_1=162/150 \text{ мм};$$

$$\delta_{iz} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м};$$

$$\lambda_{cm} = 45 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

$$\lambda_{iz} = 0,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

$$t_1 = 95^\circ\text{C};$$

$$\alpha_1 = 1200 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$t_2 = -10^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 10 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$q_1 = ?; t_{iz} = ?;$$

Розв'язання

1. Розрахункові діаметри:

- внутрішній труби $d_1=150 \text{ мм} = 0,15 \text{ м}$;

- зовнішній труби $d_2=162 \text{ мм} = 0,162 \text{ м}$;

- зовнішній ізоляції $d_{iz} = d_2 + 2 \delta_{iz} = 162 + 2 \cdot 50 = 262 \text{ мм} = 0,262 \text{ м}$.

2. Коефіцієнт теплопередачі багат шарової стінки визначаємо за формулою (10.37)

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln(d_{i+1} / d_i) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}};$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{1200 \cdot 0,15} + \frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{162}{150} + \frac{1}{2 \cdot 0,1} \ln \frac{262}{162} + \frac{1}{10 \cdot 0,262}} = 0,358 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2. Лінійну густина теплового потоку визначаємо за залежністю (10.33)



$$q_1 = k_1 \pi (t_{m1} - t_{m2}) = 0,358 \cdot 3,14 [95 - (-10)] = 118 \text{ Вт/м.}$$

3. Температуру зовнішньої поверхні ізоляції

$$t_{i3} = t_2 - q_1 / (\alpha_2 \cdot \pi d_{i3}) = -10 + 118 / (10 \cdot 3,14 \cdot 0,262) = 4,34^\circ\text{C.}$$

Відповідь: $q_1 = 118 \text{ Вт/м; } t_{i3} = 4,34^\circ\text{C.}$

Задача 10.4.

Неізольованим трубопроводом діаметром 170/185 мм, який прокладено на відкритому повітрі, протікає вода з середньою температурою $t_1 = 95^\circ\text{C}$, температура оточуючого повітря $t_2 = -15^\circ\text{C}$. Визначити втрату теплоти 1 м довжини трубопроводу і температури на внутрішній і зовнішній поверхнях цього трубопроводу, якщо коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda = 58 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, коефіцієнт тепловіддачі від поверхні труби до повітря $\alpha_2 = 14 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Дано:

$$d_1/d_2 = 170/185 \text{ мм;}$$

$$t_1 = 95^\circ\text{C;}$$

$$t_2 = -15^\circ\text{C;}$$

$$\lambda = 58 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К);}$$

$$\alpha_1 = 1300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К);}$$

$$\alpha_2 = 14 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$q_1 = ?; t_{cm1} = ?; t_{cm2} = ?;$$

Розв'язання

1. При $\alpha_1 \gg \alpha_2$ і $d_2/d_1 = 185/170 = 1,09$ розрахунок виконується за спрощеною формулою (10.43) при розрахунковому діаметрі $d_x = d_2$

2. Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою (10.42)

$$k_1 = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/1300 + 0,0075/58 + 1/14} = 13,826 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К).}$$

2 Густина теплового потоку визначаємо за залежністю (10.43)

$$q_1 = k_1 \pi d_2 (t_{m1} - t_{m2}) = 13,826 \cdot 3,14 \cdot 0,185 [95 - (-15)] = 883,46 \text{ Вт/м.}$$

3. Температури на поверхні однорідної стінки визначаються виразами

$$t_{cm1} = t_1 - q_1 / (\pi \alpha_1 d_1) = 95 - 883,46 / (3,14 \cdot 1300 \cdot 0,17) = 93,73^\circ\text{C;}$$

$$t_{cm2} = t_2 + q_1 / (\pi \alpha_2 d_2) = -15 + 883,46 / (3,14 \cdot 14 \cdot 0,185) = 93,63^\circ\text{C}$$

Відповідь: $t_{cm1} = 93,73^\circ\text{C; } t_{cm2} = 93,63^\circ\text{C.}$

Контрольні питання.

1. Що таке динамічний і тепловий пограничні шари?
2. Як зв'язані між собою тепловіддача і тертя?
3. Які основні умови моделювання тепловіддачі?
4. Який вигляд мають рівняння теплопередачі для плоскої і циліндричної стінок?
5. Що називається термічним опором теплопередачі, тепловіддачі і теплопровідності?

11. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНІЙ І ПРИРОДНІЙ ТЕЧІЇ РІДИНИ

11.1 Тепловіддача при поздовжньому обтіканні плоскої поверхні вимушеним потоком рідини



Виходячи з теорії динамічного пограничного шару, отримано залежність для середнього коефіцієнта тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = 0,66 \frac{\lambda}{l} \left(\frac{wl}{v} \right)^{0,5} Pr^{0,43}, \quad (11.1)$$

що призводить до рівняння

$$Nu = \frac{\bar{\alpha}l}{\lambda} = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,43}. \quad (11.2)$$

Це рівняння добре збігається з експериментальними даними.

В реальних умовах коефіцієнт тепловіддачі залежить від напрямку теплового потоку і обумовлено це неоднаковими температурами рідини біля пластини (при нагріванні $t_{cm} > t_{mn}$, при охолодженні $t_{cm} < t_{mn}$), а також залежністю теплофізичних властивостей рідини від температури. Внаслідок цього, коефіцієнт тепловіддачі крапельних рідин при нагріванні більший, ніж при охолодженні.

Вплив зазначеного фактора враховується множителем $(Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25}$, де Pr_{cm} відноситься до рідини при температурі стінки. Для процесу нагрівання цей множник більший одиниці, для процесу охолодження – менший одиниці.

Остаточне розрахункове рівняння для тепловіддачі при течії рідини вздовж пластини і наявності ламінарного пограничного шару ($Re \leq 4 \cdot 10^4$) приймає вигляд

$$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,43} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (11.3)$$

Теоретичні і експериментальні дослідження дозволили отримати наступне розрахункове рівняння для тепловіддачі при наявності турбулентного пограничного шару ($Re > 4 \cdot 10^4$):

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (11.4)$$

В рівняннях (11.3) і (11.4) в якості визначальної температури прийнята температура рідини на віддалі від пластини, в якості визначального розміру – довжина пластини в напрямку потоку. Індeksi „ mn ” і „ cm ” означають, що фізичні властивості вибрані відповідно за температурою рідини (теплоносія) і температурою стінки (пластини).

11.2. Тепловіддача при вимушеній течії рідини в трубах і каналах

При течії рідини всередині труб (каналу) товщина динамічного пограничного шару, який утворюється по периметру труби, поступово зростає і на деякій відстані від входу в трубу шари зникають. Починаючи з цього місця тертя впливає на все поле руху рідини і її течія стабілізується.

Узагальненою характеристикою, яка визначає режим течії рідини в трубах, є критерій Рейнольдса: $Re = wd/v$. При $Re \leq 2300$ режим течії *ламінарний*, при $Re > 10^4$ встановлюється *стійкий турбулентний режим*. Режим течії в

області $2300 < Re < 10^4$ називається *перехідним*. В цьому випадку в потоці мають місце як ламінарні так і турбулентні області.

В ламінарному режимі в будь-якому перерізі стабілізованого потоку розподіл швидкостей представляє собою квадратичну параболу. При цьому середня швидкість рідини дорівнює половині максимальної, яка приходить на вісь потоку. При турбулентному режимі основна зміна швидкості відбувається у в'язкому підшарі, а в ядрі потоку швидкість рідини по усьому перерізу практично однакова. Початкова ділянка каналу, в якій встановлюється стабілізований розподіл швидкостей рідини, називається ділянкою гідродинамічної стабілізації.

Поряд з ділянкою гідродинамічної стабілізації існує ділянка *теплової стабілізації* $l_{т.стаб}$, рис. 11.1.

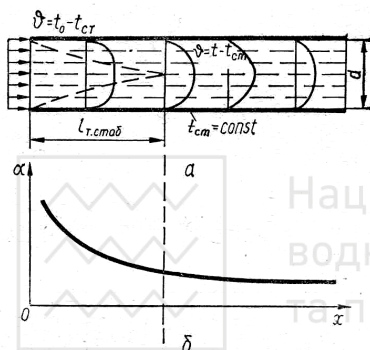


Рис. 11.1. Схема ділянки теплової стабілізації потоку

ється характером течії теплоносія. У випадку ламінарної течії теплота переноситься теплопровідністю. При великій різниці температур в перерізі труби із-за різниці густин різних шарів рідини на вимушений рух накладається вільний рух, що призводить до турбулізації потоку.

Вплив вільного руху позначається при $GrPr \geq 8 \cdot 10^5$ (добуток критеріїв Gr і Pr іноді називають критерієм Релея $Pa = GrPr$). Зазначені критерії визначаються за формулами:

$$Gr = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^2}; \quad Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda}; \quad a = \frac{\lambda}{c_p \rho};$$

$$\Delta t = (t_{mn} - t_{cm}); \quad \beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273 + t}; \quad t = 0,5(t_{cm} + t_{mn}).$$

Відповідний режим течії рідини в трубі називається *в'язкісно-гравітаційним*. Для орієнтовного розрахунку середнього коефіцієнту тепловіддачі в цьому режимі ($Re < 2300, GrPr \geq 8 \cdot 10^5$) рекомендують формулу

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33} (GrPr)^{0,1} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25} \epsilon_b, \quad (11.5)$$

На довжині ділянки $l_{т.стаб}$ теплообмін здійснюється між рідиною і стінкою труби тільки в межах теплового пограничного шару, а в центральній частині потоку зберігається постійна температура, яка дорівнює температурі рідини на вході в трубу. Після замикання теплового пограничного шару в теплообміні починає приймати участь увесь потік рідини.

Довжина ділянки теплової стабілізації при турбулентному режимі $l_{т.стаб} \approx 50d$, де d – діаметр труби.

Механізм перенесення теплоти від стінки труби до рідини визначається

характером течії теплоносія. У випадку ламінарної течії теплота переноситься теплопровідністю. При великій різниці температур в перерізі труби із-за різниці густин різних шарів рідини на вимушений рух накладається вільний рух, що призводить до турбулізації потоку.

Вплив вільного руху позначається при $GrPr \geq 8 \cdot 10^5$ (добуток критеріїв Gr і Pr іноді називають критерієм Релея $Pa = GrPr$). Зазначені критерії визначаються за формулами:

$$Gr = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^2}; \quad Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda}; \quad a = \frac{\lambda}{c_p \rho};$$

$$\Delta t = (t_{mn} - t_{cm}); \quad \beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273 + t}; \quad t = 0,5(t_{cm} + t_{mn}).$$

Відповідний режим течії рідини в трубі називається *в'язкісно-гравітаційним*. Для орієнтовного розрахунку середнього коефіцієнту тепловіддачі в цьому режимі ($Re < 2300, GrPr \geq 8 \cdot 10^5$) рекомендують формулу

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33} (GrPr)^{0,1} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25} \epsilon_b, \quad (11.5)$$

де в якості визначальної температури прийнята середня температура рідини в трубі, а в якості характерного геометричного розміру – діаметр труби. Коефіцієнт ε_l в формулу (11.5) введений для врахування теплової стабілізації. При $l/d \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$, для коротких труб ($l/d < 50$) він має наступні значення:

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40
ε_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02

При $Re < 2300$ і $GrPr < 8 \cdot 10^5$ режим течії рідини в трубі називається *в'язкісним*. Він характерний для охолоджувачів масла, підігрівників мазуту і інших теплообмінників, які використовують при нагріванні або охолодженні в'язких рідин.

При $Re > 10^4$ настає стабілізований турбулентний рух, коли в потоці рідини переважають сили інерції. Для розрахунку середнього за довжиною труби коефіцієнта тепловіддачі рекомендується наступна формула:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{m}/Pr_{cm})^{0,25} \varepsilon_l, \quad (11.6)$$

якою користуються при $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$, $Pr = 0,6 \dots 2500$. За визначальну температуру тут прийнята середня температура рідини. Поправочний коефіцієнт ε_l у випадку коротких труб ($l/d < 50$) вибирається за таблицею 11.1 в залежності від значень l/d і Re . Якщо $l/d \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$.

Таблиця 11.1

Значення поправочного коефіцієнта ε_l

$Re \cdot 10^{-4}$	l/d						
	1	2	5	10	20	30	40
1	1,65	1,5	1,34	1,23	1,13	1,07	1,03
2	1,51	1,4	1,27	1,18	1,10	1,05	1,02
5	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,04	1,02
10	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,03	1,02
100	1,14	1,11	1,08	1,05	1,02	1,02	1,02

Для перехідного режиму руху рідини в трубах ($2300 < Re < 10^4$) характерна періодична зміна ламінарної і турбулентної течій. Орієнтовне значення середнього коефіцієнта тепловіддачі в цьому випадку визначають за формулою (11.6), вводячи в неї поправочний коефіцієнт $\varepsilon_n < 1$, табл. 11.2.

Таблиця 11.2.

Значення поправочного коефіцієнта ε_n

Re	2300	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ε_n	0,40	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

При течії рідини в зогнутих трубах (змійовиках) коефіцієнт тепловіддачі зростає із-за вторинної циркуляції рідини під дією відцентрових сил. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі в таких трубах виконується за формулами, які отримані для прямих труб, проте знайдене значення коефіцієнта тепловіддачі помножується на поправочний коефіцієнт $\varepsilon_R = 1 + 1,77 d/R$, де d – діаметр труби; R – радіус змійовика.



11.3. Тепловіддача при поперечному обтіканні труб

Поодинокa труба. Процес тепловіддачі при поперечному обтіканні труби характеризується рядом особливостей, які зв'язані з гідродинамікою руху рідини біля поверхні труби. Пограничний шар, що утворюється на поверхні труби, має найменшу товщину в лобовій точці і далі поступово зростає до тих пір, поки не відбудеться відрив і не утвориться вихорова зона, яка охоплює кормову частину труби.

Коефіцієнт тепловіддачі приймає найбільше значення в лобовій частині труби, де товщина пограничного шару мінімальна. Із-за зростання товщини пограничного шару за периметром труби коефіцієнт тепловіддачі зменшується, досягаючи мінімального значення в точці відриву потоку. В області вихорової зони відбувається зростання коефіцієнта тепловіддачі за рахунок порушення пограничного шару.

Для розрахунку середнього за периметром труби коефіцієнту тепловіддачі рекомендуються такі формули:

при $Re = 5 \dots 10^3$

$$Nu = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,38} (Pr_{min}/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (11.7)$$

при $Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} (Pr_{min}/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (11.8)$$

В якості визначального лінійного розміру тут прийнято зовнішній діаметр труби, а в якості визначальної температури – температуру потоку; швидкість віднесена до самого вузького перерізу каналу. Формули дійсні для випадку, коли кут ϕ між напрямом потоку рідини і віссю труби, що називається *кутом атаки*, дорівнює 90° .

Пучки труб. В теплообмінних пристроях для збільшення поверхні теплообміну труби збирають в пучки. Застосовуються два види розташування труб в пучках: *коридорне*, рис.11.2а і *шахове*, рис. 11.2б.

Параметрами пучка є: поперечний крок S_1 , поздовжній крок S_2 ; зовнішній діаметр труби d , кількість рядів труб в напрямі руху рідини n .

На базі експериментальних досліджень встановлено, що тепловіддача труб другого і третього рядів вища, ніж першого. Причиною тут є зростання турбулентності потоку при проходженні через пучок. Починаючи з третього ряду і далі структура потоку залишається практично незмінною, тому коефіцієнт тепловіддачі приймає постійне значення.



Середній коефіцієнт тепловіддачі пучка труб при $Re = 10^3 \dots 10^5$ і $\varphi = 90^\circ$ розраховують за формулою

$$Nu = c Re^n Pr^{0,33} (Pr_{min}/Pr_{cm})^{0,25} \varepsilon_S \varepsilon_l \quad (11.9)$$

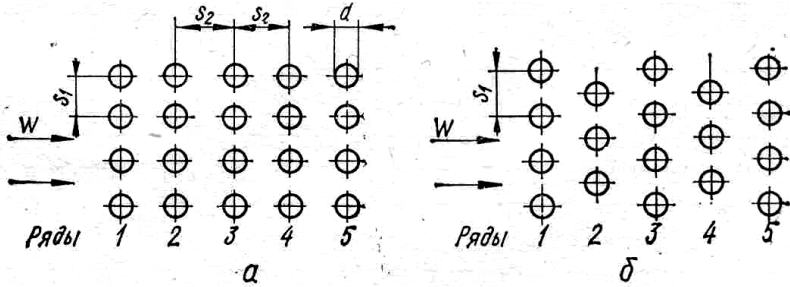


Рис. 11.2. Коридорне (а) і шахове (б) розташування труб в пучках

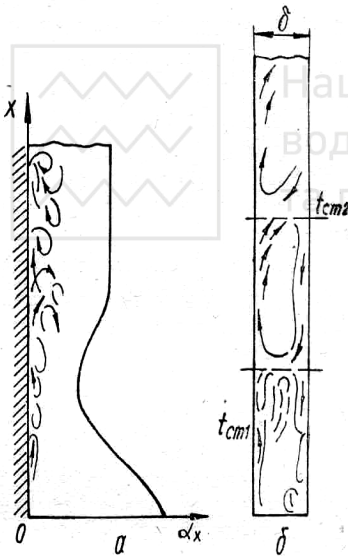


Рис. 11.3. Вільний рух рідини вздовж гарячої вертикальної поверхні (а) і вільна конвекція рідини в обмеженому об'ємі (б)

Для шахового розташування труб в пучку $c = 0,41$; $n = 0,6$; для коридорного – $c = 0,26$; $n = 0,65$. Поправочний коефіцієнт ε_S введено для врахування відносних кроків S_1/d , S_2/d і у випадку коридорного розташування труб в пучку визначається виразом $\varepsilon_S = (S_2/d)^{-0,15}$; у випадку шахового (при $S_1/S_2 < 2$) – виразом $\varepsilon_S = (S_1/S_2)^{1/6}$, а при $S_1/S_2 \geq 2$ виразом $\varepsilon_S = 1,12$.

Поправочний коефіцієнт ε_l враховує номер ряду труб в пучку. Для першого ряду труб шахового і коридорного розташування $\varepsilon_l = 0,6$; для другого ряду шахового розташування $\varepsilon_2 = 0,7$; коридорного – $\varepsilon_2 = 0,9$; для третього і наступних рядів $\varepsilon_3 = 1$ як для шахового, так і для коридорного розташування труб в пучку. В якості визначаючої температури в (11.9) прийнята середня температура рідини, в якості визначального геометричного розміру - зовнішній діаметр труби; швидкість визначається в самому вузькому перерізі ряду труб.

11.4. Тепловіддача при природній течії рідини



Велику роль в техніці і побуті грають процеси теплообміну при вільному русі рідини, який виникає із-за різниці густини її нагрітих і холодних частин. Характерна картина вільного руху рідини вздовж гарячої вертикальної поверхні показана на рис. 11.3а.

Спочатку товщина нагрітого шару рідини, що рухається, мала і її течія носить ламінарний характер. Поступово в рух захоплюється все більша частина рідини, товщина ламінарного шару зростає, потім він руйнується і виникає турбулентний режим течії рідини. Границя ламінарного і турбулентного режимів течії рідини залежить в основному від температурного напору $\Delta t = t_{cm} - t_{mi}$. Форма поверхні в розвитку руху рідини грає вторинну роль, тут важлива її протяжність. Таким чином, вільним рухом рідини називається такий, при якому розташування і розміри поверхні, що замикає середовище, не впливають на розвиток руху.

Коефіцієнт тепловіддачі при цьому розраховується за наступними формулами:

$$\text{для горизонтальних труб, якщо } 10^3 < GrPr < 10^9, \\ Nu = 0,5 (GrPr)^{0,25} (Pr_{mi}/Pr_{cm})^{0,25}; \quad (11.10)$$

$$\text{для вертикальних труб і плит, якщо } 10^3 < GrPr < 10^9 \\ Nu = 0,75 (GrPr)^{0,25} (Pr_{mi}/Pr_{cm})^{0,25} \quad (11.11)$$

$$\text{і якщо } GrPr > 6 \cdot 10^{10}. \\ Nu = 0,15 (GrPr)^{0,33} (Pr_{mi}/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (11.12)$$

В цих формулах в якості визначальної температури прийнята температура оточуючого середовища, в якості визначального лінійного розміру горизонтальних труб – діаметр, а вертикальних труб і плит – висота.

Формули (11.11) і (11.12) застосовують і до горизонтальних плит, але в цьому разі отриманий коефіцієнт тепловіддачі необхідно збільшити на 30%, якщо поверхня плит направлена вгору, і зменшити на 30%, якщо поверхня плит направлена вниз. В якості визначального розміру береться менша сторона плити.

У вузьких каналах і щілинах із-за обмеженості простору і наявності висхідних, а також низхідних потоків умови вільного руху рідини значно відрізняються від руху її в необмеженому просторі. В цьому випадку середню густину теплового потоку можна розрахувати за формулами теплопровідності, але коефіцієнт теплопровідності середовища необхідно замінити еквівалентним коефіцієнтом теплопровідності, щоб врахувати перенесення теплоти як теплопровідністю, так і конвекцією ($\lambda_{екв} = \epsilon_{\kappa} \lambda$). Якщо $GrPr < 10^3$, то $\epsilon_{\kappa} = 1$. При $GrPr > 10^3$

$$\epsilon_{\kappa} = 0,18 (GrPr)^{0,25}, \quad (11.13)$$

де визначальним розміром є товщина щілини δ а визначальною температурою – середня температура рідини $\bar{t}_{сер} = 0,5 (t_{cm1} + t_{cm2})$, рис. 11.3б.



Приклади розв'язання задач

Задача 11.1.

Тонка пластина довжиною $l_o = 1,5$ м і шириною $a = 1,2$ м оббігається позовжнім потоком повітря. Швидкість і температура потоку повітря дорівнюють відповідно $w_o = 1,7$ м/с і $t_o = 20^\circ\text{C}$. Температура поверхні пластини $t_{cm} = 95^\circ\text{C}$.

Визначити середній за довжиною пластини коефіцієнт тепловіддачі і кількість тепла, яке віддається пластиною повітрю.

Дано:

$l = 1,5$ м;
 $a = 1,2$ м;
 $w_o = 1,7$ м/с;
 $t_o = 20^\circ\text{C}$;
 $t_{cm} = 95^\circ\text{C}$.

$\bar{\alpha} = ?$; $Q = ?$.

Розв'язання

1. Згідно таблиці 2 додатка для повітря при $t_o = 20^\circ\text{C}$ його параметри: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,0259$ Вт/(м·К); $Pr = 0,703$.

2. Критерій Рейнольда

$$Re = \frac{w_o l_o}{\nu} = \frac{1,7 \cdot 1,5}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 169322 < 5 \cdot 10^5,$$

тому режим течії в пограничному шарі є ламінарним. В цих умовах середня по довжині тепловіддача розраховується за формулою (11.2)

$$Nu = \frac{\bar{\alpha} l}{\lambda} = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,43} = 0,66 \cdot 169322^{0,5} \cdot 0,703^{0,43} = 233, \text{ тоді}$$

$$\bar{\alpha} = Nu \cdot \lambda / l = 233 \cdot 0,0259 / 1,5 = 4,02 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Кількість тепла, яке передається з обох сторін пластини

$$Q = \bar{\alpha} (t_{cm} - t_o) F = 4,02 (95 - 20) \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 1,2 = 1085 \text{ Вт}.$$

Відповідь: $Q = 1085$ Вт.

Задача 11.2.

Плоска пластина довжиною $l_o = 1,1$ м обтікається позовжнім потоком повітря. Швидкість і температура потоку повітря дорівнюють відповідно $w_o = 75$ м/с і $t_o = 10^\circ\text{C}$. Перед пластиною встановлена турбулізуюча решітка, внаслідок чого режим руху в пограничному шарі на усій довжині пластини турбулентний. Визначити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі з поверхні пластини..

Дано:

$l = 1,1$ м;
 $w_o = 75$ м/с;
 $t_o = 10^\circ\text{C}$;

$\alpha = ?$;

Розв'язання

1. Згідно таблиці 2 додатка для повітря при $t_o = 10^\circ\text{C}$ його властивості: $\nu = 14,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 0,0251$ Вт/(м·К); $Pr = 0,705$.

2. Критерій Рейнольда

$$Re = \frac{w_o l_o}{\nu} = \frac{75 \cdot 1,1}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 5,68 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^5.$$

Режим течії в пограничному шарі на пластині турбулентний. Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при обтіканні пластини повітрям для турбулентного пограничного шару визначається за формулою (11.4)



$$Nu = \frac{\bar{\alpha}l}{\lambda} = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25}$$

Приймаючи $Pr_{mn}/Pr_{cm} = 1$, знаходимо значення критерію Нусельта
 $Nu = 0,037 \cdot (5,68 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,705^{0,43} = 8061$.

Звідки

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l = 8061 \cdot 0,025 / 1,1 = 222 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Відповідь: $\alpha = 222 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Задача 11.3.

Трубною з внутрішнім діаметром $d = 10 \text{ мм}$ і довжиною $l > 50d$ рухається вода зі швидкістю $w = 1,5 \text{ м/с}$. Температура зовнішньої поверхні трубки $t_{cm} = 85^\circ\text{C}$, середня температура води в ній $t_{mn} = 30^\circ\text{C}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до води і середню по довжині трубки густину теплового потоку.

Дано:

$$d = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м};$$

$$l > 50d;$$

$$w = 1,5 \text{ м/с};$$

$$t_{cm} = 85^\circ\text{C};$$

$$t_{mn} = 30^\circ\text{C}.$$

$$\alpha = ?; q_l = ?.$$

Розв'язання

1. Згідно таблиці 5 додатка для середньої температури води в трубі $t_{mn} = 30^\circ\text{C}$ її властивості:

$\nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,618 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $Pr = 5,42$, а при температурі стінки $t_{cm} = 85^\circ\text{C}$ $Pr_{ст.} = 2,08$.

2. Визначаємо число Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,01}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,86 \cdot 10^4 > 10^4.$$

Режим течії турбулентний.

3. Знаходимо число Нусельта за формулою (11.6)

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{mn}/Pr_{cm})^{0,25} \varepsilon_i =$$

$$= 0,021 \cdot (1,86 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} (5,42/2,08)^{0,25} \cdot 1 = 143,6.$$

4. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до води

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 143,6 \cdot 0,618 / 0,01 = 8874 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Лінійна густина теплового потоку

$$q_l = \alpha \pi d (t_{cm} - t_{mn}) = 8874 \cdot 3,14 \cdot 0,01 (85 - 30) = 15325 \text{ Вт/м} = 15,3 \text{ кВт/м}.$$

Відповідь: $\alpha = 8874 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); q_l = 15,3 \text{ кВт/м}$

Задача 11.4.

Циліндрична труба із зовнішнім діаметром $d = 36 \text{ мм}$ і завдовжки $l = 4 \text{ м}$ охолоджується поперечним потоком води з температурою $t_{mn} = 10^\circ\text{C}$. Швидкість руху води $w = 2 \text{ м/с}$. Температура поверхні труби $t_{cm} = 90^\circ\text{C}$. Кут атаки потоку $\varphi = 90^\circ$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від поверхні труби до води і кількість теплоти, що передається.

Дано:

$$d = 36 \text{ мм} = 0,036 \text{ м};$$

$$l = 4 \text{ м};$$

$$w = 2 \text{ м/с};$$

$$t_{cm} = 90^\circ\text{C};$$

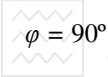
$$t_{mn} = 10^\circ\text{C};$$

Розв'язання

1. За таблицею 5 при температурі води $t_{mn} = 10^\circ\text{C}$:

$\nu = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,574 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $Pr = 9,52$; а при температурі стінки $t_{cm} = 90^\circ\text{C}$ $Pr_{ст.} = 1,95$.

2. Визначаємо число Рейнольдса



$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,036}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 55130.$$

$$\alpha = ?; Q = ?.$$

Оскільки значення критерію Re лежить в межах $1 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$, то використовуємо залежність (11.8)

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} (Pr_{min}/Pr_{cm})^{0,25} = 0,25 \cdot 55130^{0,6} \cdot 9,52^{0,38} (9,52/1,95)^{0,25} = 586,7$$

3. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до води

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 586,7 \cdot 0,574 / 0,036 = 9354 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Кількість теплоти, яка відводиться від труби

$$Q = \alpha p d l (t_{cm} - t_{mn}) = 9354 \cdot 3,14 \cdot 0,036 \cdot 4 (90 - 10) = 338360 \text{ Вт} = 338,4 \text{ кВт}.$$

Відповідь: $\alpha = 9354 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); Q = 338,4 \text{ кВт}.$

Задача 11.5.

Восьмирядний трубний пучок із зовнішнім діаметром труб $d = 57 \text{ мм}$ поперечно омивається ($\varphi = 90^\circ$) потоком повітря зі швидкістю $w = 15 \text{ м/с}$. Середня температура повітря $t_{mn} = 250^\circ\text{C}$, середня температура стінок труб $t_{cm} = 350^\circ\text{C}$. Визначити середній для пучка коефіцієнт тепловіддачі у випадках шахового і коридорного розташування труб.

Дано:

$$d = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м};$$

$$w = 15 \text{ м/с};$$

$$t_{mn} = 250^\circ\text{C};$$

$$t_{cm} = 350^\circ\text{C};$$

$$\varphi = 90^\circ$$

$$\alpha_{ср.ш} = ?; \alpha_{ср.к} = ?;$$

Розв'язання

1. За таблицею 2 при визначальній температурі повітря $t_{mn} = 250^\circ\text{C}$ знаходимо його фізичні властивості: $\nu = 40,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,0427 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); Pr = 0,677$, а при температурі стінки $t_{cm} = 350^\circ\text{C}$ $Pr_{ст} = 0,676$.

2. Визначаємо критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{15 \cdot 0,057}{40,61 \cdot 10^{-6}} = 21053.$$

Для цього режиму течії, коли критерій Рейнольдса лежить в межах $10^3 \dots 10^5$, у разі шахового розташування труб використовуємо залежність (11.9), яка за значень $Pr_{min}/Pr_{cm} \approx 1$ і $\varepsilon_I = 1$ набуває вигляду

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,38} = 0,41 \cdot 21053^{0,6} \cdot 0,676^{0,38} = 138,7;$$

Звідки $\alpha_{ш} = Nu \cdot \lambda / d = 138,7 \cdot 0,0427 / 0,057 = 103,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

3. Одержане значення коефіцієнта тепловіддачі справедливе для 3...8-го рядів труб. Для визначення значення α , справедливого для 1 і 2-го рядів труб, вводим поправкові коефіцієнти

$$\alpha_I = \varepsilon_I \alpha_{ш} = 0,6 \cdot 103,9 = 64,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_{II} = \varepsilon_{II} \alpha_{ш} = 0,7 \cdot 103,9 = 72,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Середній для шахового восьмирядного пучка коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{ср.ш} = \frac{\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{ш}(n-2)}{n} = \frac{64,1 + 72,7 + 103,9 \cdot 6}{8} = 95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Для коридорного розташування труб використовуємо залежність (11.9)

$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,38} = 0,26 \cdot 21053^{0,65} \cdot 0,676^{0,38} = 144,5;$$

Звідки $\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d = 144,5 \cdot 0,0427 / 0,057 = 108,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$



5. Середній поправковий коефіцієнт для всього пучка труб з урахуванням значення α в 1 і 2-му рядах

$$\varepsilon_{cp} = \frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{II} + (n-2)}{n} = \frac{0,6 + 0,9 + 6}{8} = 0,94.$$

Середній для коридорного пучка коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{cp,k} = \varepsilon_{cp} \alpha_k = 0,94 \cdot 108,2 = 101,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Відповідь: $\alpha_{cp,m} = 95 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $\alpha_{cp,k} = 101,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Задача 11.6.

Визначити тепловіддачу від вертикальної плити висотою $l = 2,5$ м до навколишнього середовища, якщо відомо, що температура поверхні плити $t_{cm} = 120^\circ\text{C}$; температура повітря на віддаленні від поверхні $t_{mi} = 20^\circ\text{C}$

Дано:

$$l = 2,5 \text{ м};$$

$$t_{cm} = 120^\circ\text{C};$$

$$t_{mi} = 20^\circ\text{C};$$

$$\alpha = ?;$$

Розв'язання

1. Тепловіддачу під час вільної конвекції біля поверхні вертикальної плити можна визначити за формулами (11.11), (11.12). За визначальний розмір беруть висоту плити $l = 2,5$ м, за визначальну температуру -

температуру середовища на віддаленні від поверхні $t_{mi} = 20^\circ\text{C}$. За цією температурою фізичні властивості повітря, таблиця 2, такі: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,0259 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $Pr = 0,703$; $\beta = 1/T = 1/293 = 0,00341 \text{ К}^{-1}$.

2. Визначаємо значення доданку $Gr \cdot Pr$

$$Gr \cdot Pr = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^2} Pr = \frac{9,81 \cdot 2,5^3 \cdot 0,00341 \cdot 100}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 3470709 = 1,62 \cdot 10^{11}.$$

3. Оскільки $Gr \cdot Pr > 10^9$, то повітря рухається в турбулентному режимі і для розрахунку значення критерію Нусельта використовуємо формулу (11.12) при $Pr_{mi}/Pr_{cm} \approx 1$, тобто $Nu = 0,15 (GrPr)^{0,33} = 0,15 (1,62 \cdot 10^{11})^{0,33} = 823$.

4. І тоді коефіцієнт тепловіддачі від поверхні вертикальної плити до повітря $\alpha = Nu \cdot \lambda / l = 823 \cdot 0,0259 / 2,5 = 8,52 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Відповідь: $\alpha = 8,52 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Контрольні питання

1. Які режими характерні для вимушеної течії рідини в трубах?
2. Які критерії подібності характеризують тепловіддачу при вимушеному обтіканні плоскої стінки?
3. Які режими характерні для теплообміну при вимушеній течії рідини в трубах?
4. Які особливості гідродинаміки і теплообміну при поперечному обтіканні одної труби і пучка труб?
5. Які особливості обтікання вертикальної поверхні вільним потоком рідини?

12. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ФАЗОВИХ ПЕРЕХОДАХ

12.1. Тепловіддача при кипінні



Кипінням називається процес переходу речовини з рідкого стану в пароподібне, що характеризується появою парової фази в середині рідини, яка нагріта вище температури насичення t_n . Кипіння може відбуватися в усьому об'ємі рідини або на твердій поверхні нагріву; парові бульбашки утворюються в окремих точках поверхні – *центрах пароутворення*, якими можуть слугувати мікроскопічна шорсткість поверхні нагріву, адсорбовані поверхнею бульбашки газу і тверді частинки.

В промислових пристроях спостерігаються два режими кипіння: бульбашковий і плівковий.

При *бульбашковому* кипінні парова фаза утворюється у вигляді окремих парових бульбашок, які періодично зароджуються в центрах пароутворення. Температура рідини поблизу поверхні нагріву при кипінні перевищує температуру насичення t_n . Максимальний перегрів рідини дорівнює температурному наповорі $\Delta t = t_{cm} - t_n$.

Парова бульбашка зростає внаслідок підведення теплоти до відривного діаметру d_0 , а потім відривається від поверхні нагріву і спливає, захоплюючи за собою деяку кількість рідини з пристінної області в основний об'єм. Простір, що звільнився на поверхні нагріву, заповнюється рідиною і в центрі пароутворення знову зароджується нова бульбашка.

Цей процес періодично повторюється з певною частотою – частотою відриву парової бульбашки f . Висока інтенсивність тепловіддачі при кипінні зв'язана з турбулізацією пристінного шару рідини паровими бульбашками і масообміном в киплячій рідині, тобто відведенням теплоти пароутворення і перенесенням її разом з паровою фазою в об'єм рідини. Величина $w'' = d_0 f$ характеризує середню швидкість зростання парових бульбашок.

При *плівковому* кипінні на поверхні нагріву утворюється парова плівка, яка відокремлює її від маси рідини. Теплота до рідини підводиться через плівку пари в основному шляхом теплопровідності. Теплопровідність пари значно менша, ніж рідини; тому інтенсивність теплообміну при плівковому кипінні в десятки разів нижче, ніж при бульбашковому. При такому кипінні рідина залишається перегрітою лише біля поверхні нагріву, а в решті об'єму температура рідини практично дорівнює або трошки вище температури насичення. Таке кипіння називається *кипінням в насиченій рідині*.

При високій густині теплового потоку кипіння може проходити і тоді, коли температура основної маси рідини нижча температури насичення. В цьому випадку пароутворення відбувається тільки в пристінному шарі. Утворені бульбашки пари, виходячи з цього шару, частково або повністю конденсуються. Такий процес називається *кипінням не догрітої рідини* і знаходить широке розповсюдження там, де потрібне інтенсивне охолодження нагрітих поверхонь.

Найбільш важливим є *кипіння у великому об'ємі* при вільному русі рідини. На рис 12.1 зображені залежності коефіцієнта тепловіддачі α і поверхневої густини теплового потоку $q = \alpha \Delta t$ від температурного напору при кипінні

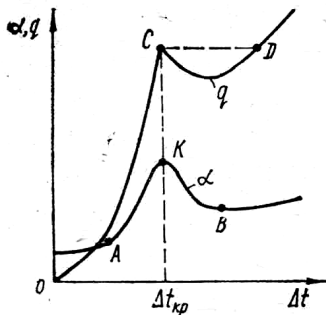


Рис. 12.1. Залежність коефіцієнта тепловіддачі і поверхневої густини теплового потоку від температурного напору при кипінні води

атмосферному тиску $\Delta t_{кр} = 25^\circ\text{C}$; $q_{кр} = 1,45 \text{ МВт/м}^2$; $\alpha_{кр} = 58 \text{ кВт/(м}^2\text{/К)}$. Значення цих величин залежить від тиску.

В області $\Delta t > \Delta t_{кр}$ кількість центрів пароутворення стає настільки великою, що на поверхні нагріву утворюється суцільний паровий шар, який відтісняє рідину від нагрітої стінки, і настає *плівковий режим кипіння*. Область *KB* характеризується нестійкою паровою плівкою, праворуч точки *B* плівкове кипіння стає сталим. Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі в області стійкого плівкового кипіння становить $1,2 \text{ кВт/(м}^2\text{/К)}$, а температурний напір може досягати $700 \dots 1000^\circ\text{C}$. Деяке підвищення коефіцієнта тепловіддачі в області $\Delta t > \Delta t_{кр}$ пояснюється переносом теплоти через парову плівку випромінюванням.

Для води в інтервалі тисків $(1 \dots 40) \cdot 10^5 \text{ Па}$ теплообмін при бульбашковому режимі кипіння описується виразом $[\text{Вт/(м}^2\text{·К)}]$

$$\alpha = 38,7 \Delta t^{2,33} p^{0,5}, \quad (12.1)$$

де Δt – температурний напір між рідиною і поверхнею нагріву, $^\circ\text{C}$; p – тиск пари над киплячою рідиною, бар.

Теплове навантаження при кипінні

$$q = \alpha \Delta t. \quad (12.2)$$

12.2. Тепловіддача при конденсації



Якщо пара торкається поверхні, яка має температуру t_{cm} меншу температури насичення t_n , то вона переходить в рідкий стан, віддаючи поверхні теплоту пароутворення, що виділяється при конденсації. Розрізняють два види конденсації: *крапельну*, при якій конденсат осідає в вигляді окремих крапель, і *плівкову*, при якій на поверхні утворюється суцільна плівка рідини.

При крапельній конденсації водяної пари тепловіддача може бути в багато разів більшою, ніж при плівковій, через те, що плівка конденсату має великий термічний опір передачі теплоти від пари до стінки. Крапельна конденсація має місце в тих випадках, коли рідина не змачує поверхню теплообміну. Вона може бути викликана штучно за допомогою спеціальних речовин – ліофобізаторів (для водяної пари – гідрофобізаторів). При усталеній роботі конденсаційних пристроїв конденсат, як правило, змачує поверхню теплообміну і на ній відбувається плівкова конденсація пари.

На рис 12.2 показана схема плівкової конденсації пари на вертикальній

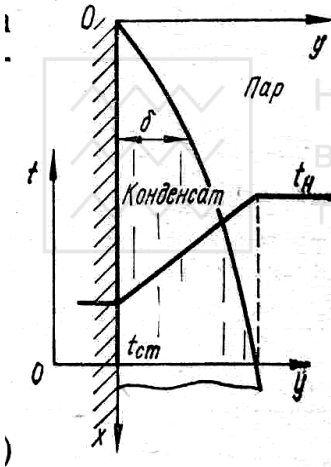


Рис. 12.2. Схема плівкової конденсації пари на вертикальній поверхні

поверхні. В верхній частині товщина плівки невелика і режим її течії ламінарний. Кількість конденсату, що стікає на поверхні, поступово збільшується, внаслідок чого товщина плівки зростає. На поверхні плівки виникають капілярні хвилі, які зменшують її середню товщину. Перехід від ламінарної до турбулентної течії визначається критерієм Рейнольдса для плівки $Re = 4w\delta\nu$, де w – середня швидкість плівки в розглядуваному перерізі; δ – товщина плівки; ν – коефіцієнт кінетичної в'язкості рідини. Тут в якості лінійного розміру часто приймають еквівалентний діаметр плівки $d_{екв} = 4F/P = 4\delta b/b = 4\delta$, де F – площа перерізу потоку, P – змочений периметр перерізу δ – товщина плівки, b – ширина плівки. Витрата конденсату на відстані x від верхньої крайки поверхні при її ширині b визначається виразом

$$G = \rho w \delta b. \quad (12.3)$$

Кількість переданої на цій ділянці теплоти

$$Q = \alpha \Delta t x b. \quad (12.4)$$

Кількість конденсату залежить від теплоти, яка передана парові поверхні, і визначається виразом

$$G = Q/r, \quad (12.5)$$

де r – питома теплота пароутворення.



З наведених виразів отримаємо $\alpha \Delta t x b = r \rho w \delta b$, звідки $w \delta = \frac{\alpha \Delta t x}{r \rho}$, а

$$Re = 4 \frac{w \delta}{\nu} = \frac{4 \alpha \Delta t x}{r \rho \nu}. \quad (12.6)$$

Таким чином, число Рейнольдса, окрім звичайної ролі гідродинамічного критерію, є ще і безрозмірною характеристикою інтенсивності теплообміну. Експериментальні дані показують, що при конденсації нерухомої пари на вертикальній поверхні найбільш вірогідне значення критичного числа Рейнольдса таке: $Re = 1600$.

Інтенсивність теплообміну при конденсації визначається термічним опором плівки конденсату. Вздовж нормалі до ламінарної плівки теплота передається теплопровідністю; через плівку, яка має турбулентну течію, - ще й турбулентними пульсаціями.

При плівковій конденсації сухої насиченої пари у випадку ламінарної течії плівки конденсату на вертикальній поверхні і вертикальних трубах середній по довжині коефіцієнт тепловіддачі визначається за теоретичною формулою Нусельта:

$$Nu = c (K Ga Pr)^{0,25}, \quad (12.7)$$

де $K = r/(c_p \Delta t)$; $Ga = g l^3 / \nu^2$; $Pr = \nu / a$. Тут Ga - критерій Галілея.

Величини, що входять в числа подібності рівняння (12.7), ρ , λ , ν , a , c_p характеризують теплофізичні властивості конденсату, тому їх знаходять за середньою температурою плівки $t_{ср} = 0,5 (t_n + t_{cm})$, а теплота пароутворення r визначається за температурою насичення t_n . Для вертикальної стінки і труби $c = 0,943$; $l = H$; а для горизонтальної труби $c = 0,728$; $l = d$.

Рівняння (12.7) описує загальні закономірності процесу тепловіддачі при конденсації і добре збігається з експериментальними даними для випадку ламінарної течії плівки конденсату.

Конденсація пари при наявності в ній повітря і інших газів знижується. Так, наприклад, вміст 1% повітря в водяній парі зменшує теплообмін при конденсації приблизно на 60%. Тому з промислових конденсаторів повітря безперервно відсмоктують.

Приклади розв'язання задач

Задача 12.1.

У випарнику кипить вода при тиску $p=5$ бар. Температура стінки випарника $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, площа поверхні нагріву $F=10 \text{ м}^2$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння води, і кількість пари, отриманої у випарнику за 1 год.

Дано:

$$p = 4,76 \text{ бар};$$

$$t_{cm} = 162^\circ\text{C};$$

$$F = 10 \text{ м}^2$$

$$\alpha = ?; m = ?.$$

Розв'язання

1. Згідно таблиці 5 додатка для киплячої води при $p = 5$ бар температура насичення $t_n = 150^\circ\text{C}$; а за таблицею 6 додатка теплота пароутворення $r=2114,3$ кДж/кг. Різниця температур між стінкою і паром



$$\Delta t = t_{cm} - t_n = 162 - 150 = 12^\circ\text{C};$$

2. Коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою (12.1)

$$\alpha = 38,7 \Delta t^{2,33} p^{0,5} = 38,7 \cdot 12^{2,33} \cdot 4,76^{0,5} = 27579 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3. Кількість теплоти, що передається[^]

$$Q = \alpha \Delta t F = 27579 \cdot 12 \cdot 10 = 3309480 \text{ Вт} = 3309 \text{ кВт.}$$

4. Кількість пари, отриманої за 1 год

$$m = Q\tau/r = 3309 \cdot 3600 / 2114,3 = 5634 \text{ кг/год.}$$

Відповідь: $\alpha = 27579 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); m = 5634 \text{ кг/год.}$

Задача 12.2.

На зовнішній поверхні труби діаметром $d = 20 \text{ мм}$ і завдовжки $l = 3 \text{ м}$ конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p = 0,1013 \text{ МПа}$. Температура поверхні труби $t_{cm} = 90^\circ\text{C}$. Визначити масу пари, що конденсується на поверхні вертикальної труби.

Дано:

$$d = 20 \text{ м};$$

$$l = 3 \text{ м};$$

$$p = 0,1013 \text{ МПа};$$

$$t_{cm} = 90^\circ\text{C};$$

$$M = ?;$$

Розв'язання

1. Температура насичення для даного тиску пари згідно таблиці 6 додатку $t_n = 100^\circ\text{C}$. Термофізичні властивості конденсату залежить від середньої температури плівки

$t_{сер} = 0,5 (t_n + t_{cm})$, а теплота пароутворення r визначається

за температурою насичення t_n .

Отже, $t_{сер} = 0,5(100+90) = 95^\circ\text{C}$.

2. Для температури $t_{сер} = 95^\circ\text{C}$ згідно таблиці 5:

$$\rho = 961,8 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda = 0,6815 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); v = 0,346 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Pr = 1,85; c_p = 4,214 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \text{ і } r = 2256,8 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

3. Для вертикального розташування труби беремо формулу (12.7)

$$Nu = c (K Ga Pr)^{0,25},$$

де $K = r/(c_p \Delta t)$; $Ga = gl^3/v^2$; $Pr = \nu a$. Тут Ga – критерій Галілея. Для вертикальної стінки і труби $c = 0,943$;

$$K = 2256,8 \cdot 10^3 / (4,214 \cdot 10^3 (100-90)) = 53,55;$$

$$Ga = 9,81 \cdot 3^3 / (0,346 \cdot 10^{-6})^2 = 2212,5 \cdot 10^{12};$$

$$Nu = 0,943(53,55 \cdot 2212,5 \cdot 10^{12} \cdot 1,85)^{0,25} = 20402.$$

4. Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = Nu \lambda / l = 20402 \cdot 0,6815 / 3 = 4635 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

5. Маса пари, що конденсується

$$M = \pi d l \alpha \Delta t / r = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 3 \cdot 4635 \cdot 10 / 2256,8 \cdot 10^3 = 0,00386 \text{ кг/с.}$$

Відповідь: $M = 0,00386 \text{ кг/с.}$

Контрольні питання

1. Які умови виникнення процесу кипіння і його механізм?
2. Що називається кризою кипіння?
3. При яких умовах виникає процес конденсації? Які її види?
4. Які фактори впливають на інтенсивність процесу конденсації?

13. ТЕПЛОБМІН ВИПРОМІНЮВАННЯМ. ТЕПЛОБМІННІ АПАРАТИ



13.1. Основні поняття і визначення

Визначальною особливістю теплового випромінювання є те, що всі тіла постійно генерують енергію випромінювання при будь-якій температурі. В процесі генерації внутрішня енергія тіла, що випромінює, перетворюється в енергію електромагнітних хвиль, які характеризуються довжиною хвилі λ і частотою ν . Носієм енергії є фотони, які мають кількість руху і електромагнітну масу. Розподіл енергії по довжинах хвиль і частотах в спектрі тіла пов'язаний з температурним рівнем і фізичною структурою тіла. Кількість енергії випромінювання з підвищенням температури зростає. При температурах до 1500°C основна частина енергії відповідає інфрачервоному випромінюванню ($\lambda = 0,8...800$ мкм).

При потрапленні на інші тіла енергія випромінювання частково поглинається ними, частково відбивається і частково проходить крізь тіло. Процес перетворення енергії випромінювання у внутрішню енергію того тіла, що її поглинає, називається поглинанням. Більшість твердих і рідких тіл випромінює енергію усіх довжин хвиль в інтервалі від 0 до ∞ , тобто мають суцільний спектр випромінювання. Гази генерують енергію тільки в певних інтервалах довжин хвиль (селективний спектр випромінювання). Тверді тіла випромінюють і поглинають енергію поверхнею, а газы об'ємом.

Розглянемо основні характеристики поверхневого (напівсферичного) випромінювання, при якому випромінювання розповсюджується за різними напрямками в межах напівсферичного тілесного кута. Кількість енергії випромінювання, яка переноситься за одиницю часу через довільну поверхню, називається *поток*ом випромінювання.

Розрізняють *монохроматичний* потік випромінювання Q_λ , який відповідає достатньо вузькому інтервалу довжин хвиль і який можна характеризувати даним значенням довжини хвилі λ , і *інтегральний* потік випромінювання Q , що відповідає всьому спектру випромінювання в межах від 0 до ∞ . Потік випромінювання, який проходить через одиницю поверхні, називається *поверхневою густиною* потоку випромінювання. Поверхнева густина потоку інтегрального випромінювання $E = dQ/dF$, звідки $Q = \int_F E dF$.

Якщо значення E у всіх елементах поверхні однаково, то

$$Q = EF. \quad (13.1)$$

Поверхнева густина потоку монохроматичного випромінювання $E_\lambda = dQ_\lambda$ і зв'язана з густиною потоку інтегрального випромінювання співвідношенням $E_\lambda = dE/d\lambda$, або

$$E = \int_{\lambda=0}^{\infty} E_\lambda d\lambda. \quad (13.2)$$

Кожне тіло не тільки випромінює, але й поглинає променевою енергію. З усієї кількості променевої енергії, що падає на тіло $E_{\text{над}}$ ($Q_{\text{над}}$), частина її



$E_{\text{погл}}$ ($Q_{\text{погл}}$) поглинається, частина $E_{\text{відб}}$ ($Q_{\text{відб}}$) відбивається і частина $E_{\text{пр}}$ ($Q_{\text{пр}}$) проходить крізь тіло. Отже

$$E_{\text{пад}} = E_{\text{погл}} + E_{\text{відб}} + E_{\text{пр}}; \quad Q_{\text{пад}} = Q_{\text{погл}} + Q_{\text{відб}} + Q_{\text{пр}};$$

Позначимо

$$\frac{E_{\text{погл}}}{E_{\text{пад}}} = \frac{Q_{\text{погл}}}{Q_{\text{пад}}} = A; \quad \frac{E_{\text{відб}}}{E_{\text{пад}}} = \frac{Q_{\text{відб}}}{Q_{\text{пад}}} = R; \quad \frac{E_{\text{пр}}}{E_{\text{пад}}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{пад}}} = D,$$

де A , R , D – поглинаюча, відбивальна і пропускна здатність тіла відповідно. Тоді $A + R + D = 1$. Безрозмірні величини A , R , D – відповідно називаються коефіцієнтами поглинання, відбиття і проникнення.

Якщо тіло поглинає усі промені, що на нього падають, тобто $A = 1$, а $R = 0$ і $D = 0$, то воно називається *абсолютно чорним*. Якщо вся енергія, що падає на тіло, відбивається, то $R = 1$, а $A = 0$ і $D = 0$. Якщо при цьому відбиття підкоряється законам геометричної оптики, то тіло називається *дзеркальним*. При дифузійному відбитті, коли відбита променева енергія розсіюється по усіх напрямках, то тіло називається *абсолютно білим*. Якщо $D = 1$, а $A = 0$ і $R = 0$, то тіло пропускає всі промені, що потрапляють на нього, і називається *абсолютно прозорим* або *деатермічним*. Якщо $A < 1$ – тіло сіре. В природі абсолютно чорних, білих і прозорих тіл не існує. Так, наприклад, рідини можуть бути прозорими для світлових променів і завжди непрозорі для теплових. Білий папір добре відбиває видимі промені, але поглинає інфрачервоні. Віконне скло прозоре для світлових променів і майже не прозоре для ультрафіолетових і інфрачервоних. Тіло, яке приймає участь у випромінюванні, крім власного випромінювання, що визначається температурою і властивостями тіла, відбиває променеву енергію, яка на нього потрапляє, так що

$$E_{\text{відб}} = RE_{\text{пад}}. \quad (13.3)$$

Сума енергії власного і відбитого випромінювання складає *ефективне* випромінювання тіла

$$E_{\text{еф}} = E + RE_{\text{пад}}. \quad (13.4)$$

При розрахунках теплообміну випромінюванням між тілами важливе значення має *результуюче* випромінювання, яке являє собою різницю між променевим потоком, що попадає на тіло, і променевим потоком, що воно генерує в оточуючий простір. Щоб визначити поверхневу густину потоку результуючого випромінювання $q_{\text{рез}}$, складемо рівняння балансу енергії, яка проходить через площини $a-a$ і $b-b$, одна з яких розташована всередині, а друга - ззовні цього тіла поблизу його поверхні, рис 13.1. Для площини $a-a$

$$q_{\text{рез}} = E - E_{\text{погл}} = E - AE_{\text{пад}}; \quad (13.5)$$

для площини $b-b$

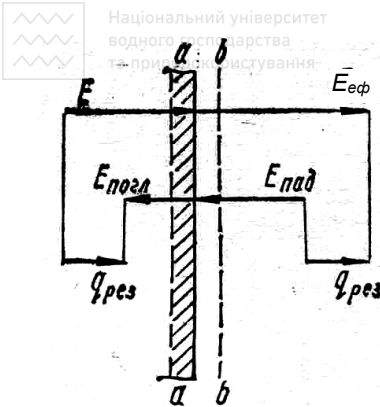


Рис. 13.1. Схема балансу променевої енергії

$$q_{рез} = E_{эф} - E_{пад} \quad (13.6)$$

Зауважимо, що $q_{рез}$ може бути величиною додатною, від'ємною і дорівнювати нулю. Визначимо залежність між результирующим і ефективним випромінюванням. З (13.6) знаходимо

$$E_{эф} = q_{рез} + E_{пад} \quad (13.7)$$

а з (13.5) отримуємо

$$E_{пад} = (E - q_{рез})/A \quad (13.8)$$

Підставивши останній вираз в (13.7), запишемо

$$\begin{aligned} E_{эф} &= q_{рез} + (E - q_{рез})/A = \\ &= q_{рез}(1 - 1/A) + E/A \end{aligned} \quad (13.9)$$

Отримане рівняння широко використовується при розрахунках променевого теплообміну між тілами.

13.2. Закони теплового випромінювання

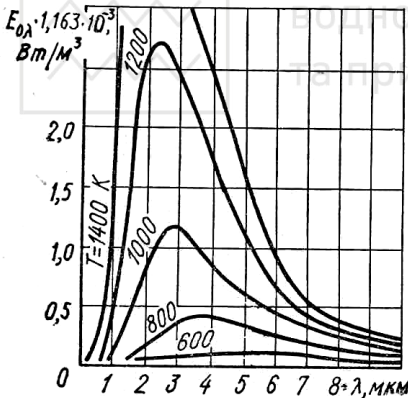


Рис. 13.2. Графіки залежностей $E_{ол} = f(\lambda, T)$

Закон Планка.

Цей закон встановлює залежність поверхневої густини потоку монохроматичного випромінювання абсолютно чорного тіла

$$E_{ол} = \frac{c_1}{\lambda^5} \left(e^{c_2/(\lambda T)} - 1 \right)^{-1} \quad (13.10)$$

де $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт·м²; $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м·К; λ - довжина хвилі випромінювання, м; T - температура тіла, яке випромінює, К.

З рис. 13.2 випливає, що при деякому проміжному значенні λ спостерігається максимум поверхневої густини потоку випромінювання. Для всіх довжин хвиль $E_{ол}$ тим вище, чим вища температура.

Максимум кривих з підвищенням температури зміщується в сторону більш коротких хвиль.

Закон Стефана-Больмана.

Поверхневу густину потоку інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла знаходять на основі закону Планка як сумарну енергію випромінювання тіла по всіх довжинах хвиль:



$$E_o = \int_{\lambda=0}^{\infty} E_{o\lambda} d\lambda = \int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{c_1}{\lambda^5} \left(e^{c_2 / (\lambda T)} \right)^{-1} d\lambda. \quad (13.11)$$

Після інтегрування отримуємо

$$E_o = c_o (T/100)^4, \quad (13.12)$$

де $c_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла. Індекс „0” тут вказує на те, що розглядається випромінювання абсолютно чорного тіла. Цей закон експериментальним шляхом знайдено Й. Стефаном і теоретично обґрунтований Л.Больцманом задовго до встановлення закону Планка.

Спектри випромінювання 3 реальних тіл E_λ відрізняються від спектра випромінювання 1 абсолютно чорного тіла E_o , рис. 13.3.

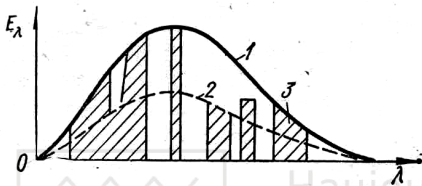


Рис. 13.3. Спектри випромінювання різних тіл

При цьому поверхнева густина потоку монохроматичного випромінювання тіла на будь-якій довжині хвилі ніколи не перевищує відповідну густину потоку випромінювання абсолютно чорного тіла. У випадку селективного спектра випромінювання на деяких ділянках довжин хвиль густина потоку випромінювання дорівнює нулю.

Окремим випадком реальних тіл є сірі тіла, спектр випромінювання 2 яких подібний спектру абсолютно чорного тіла. Поверхнева густина потоку монохроматичного випромінювання для кожної довжини хвилі сірого тіла E_λ складає одну й ту ж долю поверхневої густини потоку випромінювання чорного тіла $E_{o\lambda}$, тобто

$$\varepsilon = E_\lambda / E_{o\lambda}. \quad (13.13)$$

Тут величина ε - степінь чорноти тіла, яка залежить від його фізичних властивостей, але завжди $\varepsilon \leq 1$. Більшість реальних газів з певною степінню точності можна вважати сірими. Таким чином, степенем чорноти тіла називається відношення густини потоку власного випромінювання тіла E_l до густини потоку E_o абсолютно чорного тіла.

Степінь чорноти залежить від температури тіла. У металів зі збільшенням температури вона зростає. При шорсткій поверхні, її забрудненні або окисленні ε може зрости в декілька разів. Так, степінь чорноти полірованого алюмінію лежить в межах 0,04...0,06; а при окисленні поверхні вона стає рівною 0,2...0,3; чавун полірований має $\varepsilon = 0,21$, при окисленні – 0,64...0,78. Степінь чорноти теплоізоляційних матеріалів, які відрізняються сильною шорсткістю, лежить в межах 0,7...0,95.

Закон Стефана-Больцмана для сірого тіла з урахуванням виразу (13.13) має вигляд



Национальний університет
водних ресурсів та природоохорони

$$E = \int_{\lambda=0}^{\infty} \epsilon E_{o\lambda} d\lambda = \epsilon E_o = \epsilon c_o (T/100)^4 = c' (T/100)^4, \quad (13.14)$$

де c' – коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

Закон Кірхгофа. Розглянемо дві паралельні поверхні, одна з яких абсолютно чорна з температурою T_o , друга сіра з температурою T і поглинальною спроможністю A . Відстань між поверхнями настільки мала, що промені, які генеруються кожною поверхнею, обов'язково потрапляють на протилежну. Сіра стінка випромінює енергію E і поглинає частину енергії AE_o , яка випромінюється чорним тілом. Енергія E , що випромінюється сірим тілом, і відбита ним енергія $(1-A)E_o$ потрапляє на чорне тіло і поглинається ним.

Результуюча густина потоку випромінювання сірого тіла $q_{рез} = E - AE_o$. Якщо $T = T_o$, то $q_{рез} = 0$, так що

$$E/A = E_o = c_o (T/100)^4. \quad (13.15)$$

Отже, відношення випромінювальної здатності і поглинальної при тепловій рівновазі від природи тіла не залежить і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла при тій же температурі.

В цьому сутність закону Кірхгофа, який дійсний і для монохроматичного випромінювання:

$$E_\lambda / A_\lambda = E_{o\lambda} = f(\lambda, T). \quad (13.16)$$

Тут A_λ – поглинальна спроможність у вузькому інтервалі довжин хвиль.

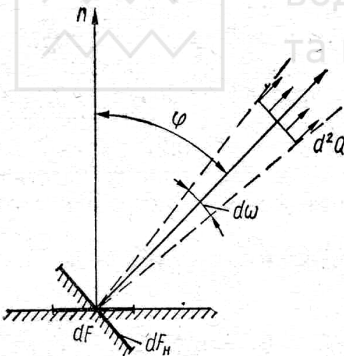


Рис. 13.4. Схема до розгляду закону Ламберта

Отже тіло, яке випромінює енергію на певній довжині хвилі, здатне поглинати її на тій же довжині хвилі. На базі рівності (13.15) можливо записати $E = AE_o$. Проте за (13.14) $E = \epsilon E_o$. Таким чином, із закону Кірхгофа також випливає, що поглинальна здатність сірих тіл чисельно дорівнює степені чорноти тіла, тобто $A = \epsilon$. Для сірих тіл правдиве співвідношення

$$E = c (T/100)^4 = c_o \epsilon (T/100)^4. \quad (13.17)$$

Закон Ламберта. Розглянемо випромінювання елементарної площадки dF поверхні тіла, рис. 13.4.

Загальна кількість енергії, яка випромінюється в усіх напрямках півсфери з 1 м^2 поверхні в одиницю часу, дорівнює густині інтегрального випромінювання E . Кількість енергії, яка випромінюється за одиницю часу площинами dF в пучку, який обмежений тілесним кутом $d\omega$ і напрямлений під кутом φ відносно нормалі до поверхні, дорівнює d^2Q . Величина



$$J_{\varphi} = \frac{d^2 Q}{d\omega dF}, \quad (13.17)$$

називається *кутовою густиною випромінювання* і визначає кількість енергії, яка випромінюється в напрямі φ за одиницю часу з одиниці поверхні тіла в межах одиниці тілесного кута.

Другою характеристикою напрямленого випромінювання є *інтенсивність (яскравість) випромінювання* J , тобто кількість енергії, яка випромінюється в напрямі φ за одиницю часу, що віднесено до одиниці тілесного кута і одиниці поверхні, яка ортогональна до вибраного напрямку.

$$J = \frac{d^2 Q}{d\omega dF_n} = \frac{d^2 Q}{d\omega dF \cos \varphi} = \frac{J_{\varphi}}{\cos \varphi}. \quad (13.18)$$

Зміна енергії випромінювання по окремих напрямках визначається законом Ламберта. Згідно цього закону *потік випромінювання J_{φ} абсолютно чорного тіла в напрямку φ пропорційний потоку випромінювання J_n в напрямку нормалі до поверхні і косинусу кута між ними*, тобто

$$J_{\varphi} = J_n \cos \varphi. \quad (13.19)$$

З (13.18) і (13.19) знаходимо

$$J = J_n = \text{idem}. \quad (13.20)$$

Отже, якщо випромінювання підкоряється закону Ламберта, то яскравість не залежить від напрямку. Величину J можливо виразити через густину інтегрального випромінювання E , взявши інтеграл в межах півсфери:

$$E = \iint_{\omega=2\pi} J_{\varphi} d\omega = \iint_{\omega=2\pi} J \cos \varphi d\omega = J\pi. \quad (13.21)$$

Звідси $J = E/\pi$ і вираз (13.19) перепишемо в наступному вигляді:

$$J_{\varphi} = (E \cos \varphi)/\pi. \quad (13.22)$$

13.3. Теплообмін випромінюванням в різних умовах.

Теплообмін випромінюванням між твердими тілами. Променевий теплообмін між двома поверхнями, які достатньо великі в порівнянні з відстанню між ними,

$$q_{1-2} = \varepsilon_{np} c_{ol} [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (13.23)$$

де $\varepsilon_{np} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$ – приведена степінь чорноти системи тіл; ε_1 і ε_2 – відповідно степені чорноти розглядуваних поверхонь.

Якщо тіло з поверхнею F_1 знаходиться всередині другого з внутрішньою поверхнею F_2 і між поверхнями відбувається променевий теплообмін, то для цього випадку справедлива формула (13.23), в яку необхідно підставляти значення ε_{np} за співвідношенням

$$\varepsilon_{np} = 1/\{(1/\varepsilon_1) + (F_1/F_2)[(1/\varepsilon_2) - 1]\}. \quad (13.24)$$

З (13.23) випливає, що інтенсифікація променевого теплообміну має місце при підвищенні температури випромінюючого тіла або при збільшенні

приведеної степені чорноти системи. Для зниження променевого теплообміну між тілами необхідно зменшити температуру випромінюючого тіла і приведену степені чорноти. Якщо це практично неможливо, то зменшення тепловіддачі випромінюючого тіла може бути досягнуто встановленням екрану між тілами. Так, наприклад, якщо променевий теплообмін відбувається між двома плоскими паралельними поверхнями, то встановлення між ними тонкого плоского екрану (паралельно поверхням) з металевого листа з такою ж як і у розглядуваних поверхнях степеню чорноти зменшує променевий теплообмін між поверхнями в 2 рази. Встановлення двох екранів знижує теплообмін в 3 рази, установка n екранів знижує теплообмін в $(n + 1)$ раз. Такий метод широко застосовують для зниження променевого теплообміну між випромінюючим тілом і корпусом установки в високотемпературних вакуумних апаратах, де конвекційний теплообмін відсутній.

Теплове випромінювання газів. Теплообмін між газом і оточуючою її оболонкою з температурою поверхні T_c

$$q = \varepsilon_c \varepsilon_r c_o [(T_r/100)^4 - (T_c/100)^4], \quad (13.25)$$

де $\varepsilon_c = 0,5(1+\varepsilon)$ – ефективна степені чорноти оболонки; ε_r і T_r відповідно степені чорноти і абсолютна температура газу.

Степені чорноти газу визначається за номограмами, які приведені на рис. 13.5; 13.6; 13.7, з урахуванням парціального тиску випромінюючого газу і середньої довжини l шляху променю

$$l = 3,6 V/F, \quad (13.26)$$

де V – об'єм випромінюючого тіла; F – поверхня оболонки.

Якщо в випромінюючому газі одночасно вміщуються пара води і вуглекислота, то степені чорноти такої суміші

$$\varepsilon_r = \beta \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2}, \quad (13.27)$$

де ε_{H_2O} – степені чорноти для водяної пари.

При цьому ε_{H_2O} визначають за графіком, який приведений на рис. 13.5, і ε_{CO_2} – за графіком, який приведено на рис. 13.6. Поправка β визначається за графіком на рис. 13.7.

Радіаційно-конвекційний теплообмін. В реальних умовах теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання можуть діяти сумісно. При цьому одні види переносу теплоти превалюють, вплив інших незначний і їх можна не враховувати. Наприклад, в газоходах парових котлів теплота передається не тільки випромінюванням, але й конвекцією. Тут поверхнева густина сумарного теплового потоку

$$q = q_k + q_e = \alpha(t_{cm} - t_{mn}) + \varepsilon c_o[(T_{cm}/100)^4 - (T_{mn}/100)^4]. \quad (13.28)$$

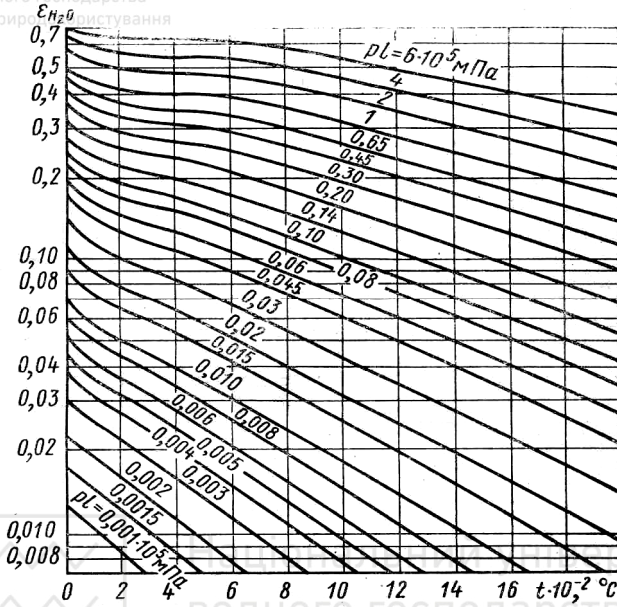


Рис. 13.5. Номограми степені чорноти H_2O .

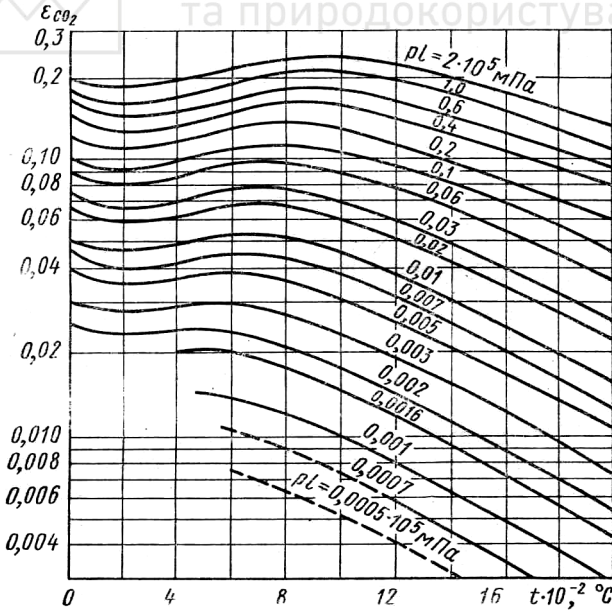
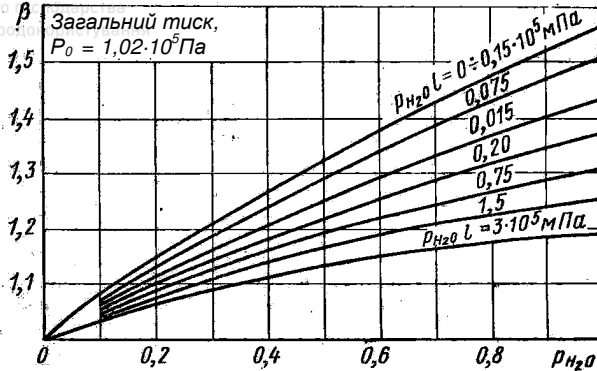


Рис. 13.6. Номограми степені чорноти CO_2



с. 13.7. Номограма для визначення коефіцієнта β випромінювання водяної пари

13.4. Теплообмінні апарати

Класифікація теплообмінних апаратів.

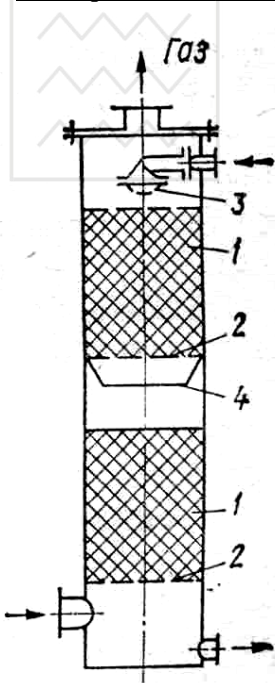


Рис. 13.8. Схема скрубера

Теплообмінними апаратами, або теплообмінниками, називаються пристрої, які призначені для передачі теплоти від більш нагрітої рідини до менш нагрітої. Рідина, від якої забирається теплота називається гарячим теплоносієм, а рідина, що сприймає теплоту, - холодним теплоносієм. За способом передачі теплоти розрізняють змішувальні (контактні) і поверхневі теплообмінники.

В змішувальних теплообмінниках теплообмін здійснюється шляхом безпосереднього контакту гарячого і холодного теплоносіїв. Прикладом таких апаратів є скрубери, в яких відбувається взаємодія між рідкою і газоподібною фазами. Для збільшення поверхні стикання фаз рідина розбризкується на дрібні крапельки або стікає тонкою плівкою по поверхні спеціальної насадки (керамічні кільця, куски коксу, дерев'яні рейки і ін.).

Схема скрубера, який призначений для охолодження гарячих газів рідиною, показана на рис. 13.8. Насадка 1 розміщується на решітці 2, в якій є отвори для проходження

газів і стоку рідини. Зрошуючи рідина подається в насадку за допомогою розподільчого стакану 3, в якому є велика кількість отворів діаметром 3...6 мм. Напрямний конус 4 слугує для відводу рідини від стінки апарату.

Існують також скрубери без насадки, в яких рідина розбризкується за допомогою великої кількості форсунок. Різновидом скрубера є градирні, які призначені для охолодження води повітрям.

Поверхневі теплообмінні апарати поділяються на *регенеративні і рекуперативні*. В перших теплота гарячих газів акумулюється насадкою (металеві кульки або листи, керамічна сипуча маса, цегла і ін.), а потім передається газу, що нагрівається, шляхом його продування через гарячу насадку.

Прикладом може слугувати роторний регенеративний повітропідігрівник, що показаний на рис. 13.9.

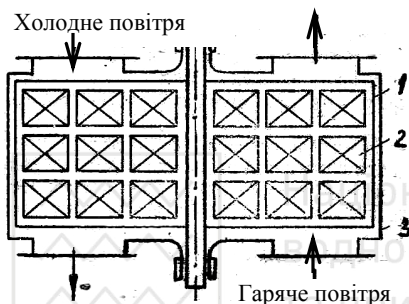


Рис. 13.9. Схема роторного регенеративного повітропідігрівника

Він складається з ротора 1, що обертається. Ротор зібраний з пакетів тонких гофрованих листів 2 (насадка). Ці листи утворюють поздовжні канали для проходу газів. Ротор розділений на 12 секторів радіальними перегородками, за допомогою яких потік холодного повітря відокремлюється від потоку гарячих газів. Підвід і відвід газів і повітря здійснюється через патрубки, які розташовані з торцевих сторінок корпусу 3 теплообмінника. Ротор обертається з частотою 2...10 об/хв., завдяки чому теплоакумулююча насадка проходить по чергові через зону нагрітих газів, де вона сприймає теплоту, і через зону холодного повітря, де теплота передається від насадки до повітря.

В рекуперативних апаратах теплота від гарячого теплоносія передається до холодного через роздільну стінку. На рис 13.10 зображена схема кожухотрубного рекуперативного теплообмінника. Поверхні для теплопередачі тут утворені пучком труб 3, які закріплені в трубних дошках 2. Труби розташовані в середині загального кожуха 1. Один з теплоносіїв I рухається всередині труб, другий II – в просторі між кожухом і трубами (міжтрубному просторі).

В залежності від взаємного напрямку потоків гарячої і холодної рідин розрізняють три основних схеми руху рідин: 1) якщо обидві рідини рухаються паралельно в одному напрямку, то схема руху називається *прямотечією*; 2) якщо обидві рідини рухаються паралельно, але в протилежних напрямках, то схема руху називається *протитечією*; 3) якщо одна рідина рухається в напрямку, що перпендикулярний до напрямку руху другої рідини, то схема руху називається *перехресною течією*. Крім вказаних, існують більш складні схеми руху, які є різними комбінаціями розглянутих основних схем.

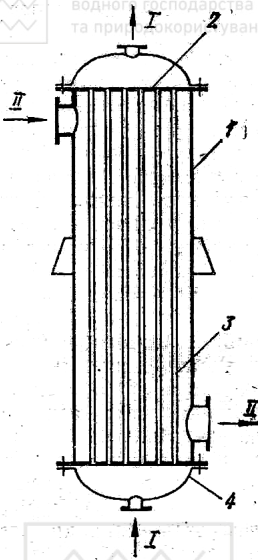


Рис. 13.10. Схема кожухотрубного рекуперативного теплообмінника

Розрахунок теплообмінних апаратів.

Розглянемо основи теплового розрахунку рекуперативного теплообмінника. Основні положення цього розрахунку зберігаються і для теплообмінних апаратів інших типів. Тепловий розрахунок теплообмінного апарату може бути *проектним*, метою якого є визначення площі поверхні теплообміну, і *повірочним*, в результаті якого при відомій поверхні нагріву визначається кількість переданої теплоти і кінцеві температури теплоносіїв.

На рис. 13.11. приведені дві схеми з температурними графіками теплоносіїв.

Тепловий розрахунок. Для розрахунку рекуперативного теплообмінного апарату складаємо два рівняння:

рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2') \quad (13.29)$$

і рівняння теплопередачі

$$Q = k F \Delta t_{сер} \quad (13.30)$$

де G і c_p – витрати і теплоємності теплоносіїв; t' і t'' – початкова і кінцева температури

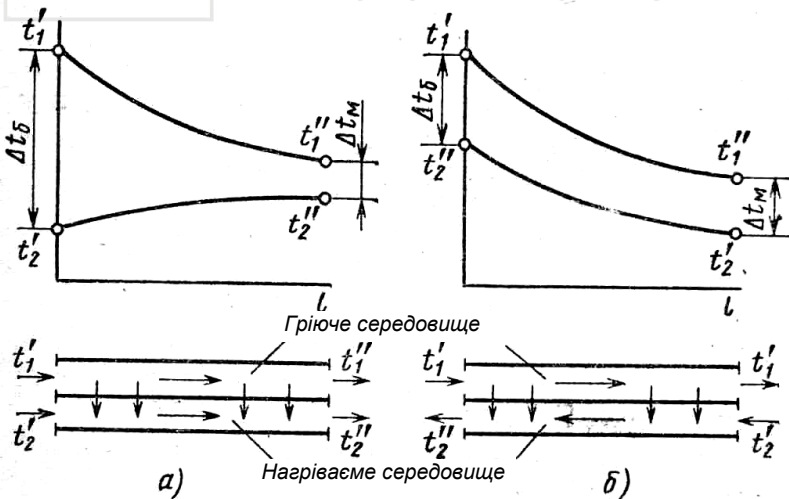


Рис. 13.11. Температурні графіки рекуперативних теплообмінників: а – при прямотечійній системі; б – при протитечійній системі

теплоносіїв; k і F – відповідно коефіцієнт теплопередачі і розрахункова поверхня теплообмінного апарата. $\Delta t_{сер}$ – середній температурний логарифмічний напір між теплоносіями, який визначається за формулою

$$\Delta t_{сер} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}) / \ln (\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mathcal{M}}), \quad (13.31)$$

де Δt_{δ} і $\Delta t_{\mathcal{M}}$ найбільша і найменша різниця температур теплоносіїв на вході і виході з теплообмінника. Графічне визначення Δt_{δ} і $\Delta t_{\mathcal{M}}$ приведене на рис. 13.11.

Поверхня нагріву теплообмінного апарату F

$$F = Q / (k \Delta t_{сер}). \quad (13.32)$$

Кінцеві температури теплоносіїв

$$t_1'' = t_1' - Q / (G_1 c_{p1}); \quad (13.33)$$

$$t_2'' = t_2' + Q / (G_2 c_{p2}). \quad (13.34)$$

Коли температура теплоносіїв вздовж поверхні нагріву змінюється в незначній мірі, тобто при $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mathcal{M}} < 1,7$; то середній температурний напір можна визначати як середнє арифметичне температурних напорів Δt_{δ} і $\Delta t_{\mathcal{M}}$, тобто

$$\Delta t_{сер} = 0,5 (\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mathcal{M}}). \quad (13.35)$$

Розрахунок регенеративних теплообмінників ведеться за середнім значенням коефіцієнта теплопередачі k_u для циклу роботи регенератора. Розрахунок складається з визначення періоду нагріву тривалістю τ_1 і періоду охолодження насадки тривалістю τ_2 . Тривалість циклу $\tau = \tau_1 + \tau_2$.

Середня величина розрахункового коефіцієнта теплопередачі для циклу наближено подається виразом

$$k_u = 0,8 / \left(\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} \right), \quad (13.36)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для періоду нагріву і періоду охолодження.

Рівняння теплопередачі для циклу

$$Q_u = k_u (t_1 - t_2) F \tau, \quad (13.37)$$

Гідромеханічний розрахунок. Розрахунок теплообмінного апарата включає визначення необхідної потужності насоса або вентилятора, яка витрачається для переміщення теплоносіїв.

Потужність приводу вентилятора або насоса

$$N = V \Delta p / \eta, \quad (13.38)$$

де V – об'ємна витрата теплоносія; Δp – перепад тиску в потоці теплоносія; η – ККД насоса або вентилятора.

При визначенні потужності приводу насоса або компресора необхідно знати гідравлічний опір теплообмінника з боку розглядуваного теплоносія. Опір руху рідини при її течії розділяють на опір тертя (по довжині каналу) і місцеві опори. Опір тертя в каналах, який викликаний в'язкістю теплоносія,

$$\Delta p_{\tau} = \xi (l/d) (\rho w^2 / 2), \quad (13.39)$$

де ξ - коефіцієнт опору тертя; l – довжина каналу; d – еквівалентний діаметр; ρ - густина рідини - теплоносія; w – середня швидкість теплоносія.

Місцеві опори, які виникають при зміні перерізу каналу (різкого або плавно), при вході в канал і при виході з нього

$$\Delta p_m = \zeta(\rho w^2/2), \quad (13.40)$$

де ζ - коефіцієнт місцевого опору, який визначається за довідковими таблицями.

Сумарний опір руху теплоносія без урахування затрати енергії на прискорення теплоносія при неізотермічній течії

$$\Delta p = \Delta p_t + \Sigma \Delta p_m. \quad (13.41)$$

Коефіцієнт опору тертя при ізотермічному ламінарному русі теплоносія

$$\xi_0 = A/Re_{mn}. \quad (13.42)$$

Значення коефіцієнта A наведені нижче для різних каналів в таблиці 13.1.

Таблиця 13.1

Значення коефіцієнтів A

Форма перерізу каналу	A
Круг	64
Квадрат	57
Рівнобічний трикутник	53
Кільце	96
Прямокутник при $a/b \approx 0$ (щілина)	96
$a/b \approx 0,25$	73
$a/b \approx 0,5$	62

При турбулентному режимі для Re до $1 \cdot 10^8$

$$\xi_0 = 0,86/(1gRe)^{2,4}. \quad (13.43)$$

При неізотермічному русі значення коефіцієнта опору тертя

$$\xi = \xi_0(Pr_c/Pr_{mn})^{0,33}. \quad (13.44)$$

Опір пучків труб при поперечному обтіканні труб розглядається як місцеві опори звуження і розширення, що чергуються. Коефіцієнт місцевого опору (сумарний для пучка):

для шахового пучка

$$\zeta = (5,4 + 3,4 m) Re_{mn}^{-0,28}; \quad (13.45)$$

для коридорного пучка

$$\zeta = (6 + 9 m) (x_1/d)^{-0,23} Re_{mn}^{-0,26}; \quad (13.46)$$

В цих формулах розрахункова швидкість приймається в самому вузькому перерізі; визначальним розміром є діаметр трубок d ; m – число рядів труб за напрямком потоку теплоносія.

Якщо потік теплоносія не перпендикулярний твірній трубок(перетинає трубки під кутом менше 90°), то розрахункове значення ζ визначають за формулами (13.45), (13.46) і перемножують на поправочний коефіцієнт ε , який

Таблиця 13.2.

Поправочний коефіцієнт ε

φ°	90	80	70	60	50	40	30	10
ε	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Приклади розв'язання задач

Задача 13.1.

Визначити густину теплового потоку, який випромінюється абсолютно чорним тілом, якщо температура його $t_1 = 1000^\circ\text{C}$; $t_2 = 0^\circ\text{C}$; $t_3 = -20^\circ\text{C}$.

Дано:

$t_1 = 1000^\circ\text{C}$; $T_1 = 1273 \text{ K}$;

$t_2 = 0^\circ\text{C}$; $T_2 = 273 \text{ K}$;

$t_3 = -20^\circ\text{C}$; $T_3 = 253 \text{ K}$.

$E_{1-3} = ?$;

Розв'язання

1. Енергія випромінювання визначається за законом Стефана-Больцмана (13.12)

$E_o = c_o(T/100)^4$,

де $c_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

$E_{o1} = 5,67(1273/100)^4 = 148900 \text{ Вт}/\text{м}^2$;

$E_{o2} = 5,67(273/100)^4 = 315 \text{ Вт}/\text{м}^2$;

$E_{o3} = 5,67(253/100)^4 = 232 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Відповідь: $E_{o1} = 148900 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $E_{o2} = 315 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $E_{o3} = 232 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 13.2.

Визначити коефіцієнт поглинання сталі (поверхня матова). Коефіцієнт випромінювання сталі з матовою поверхнею $c = 5,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Дано:

$c = 5,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

$A = ?$;

Розв'язання

1. За рівнянням Кірхгофа $c = 5,67 A$.

Звідси коефіцієнт поглинання сталі

$A = c/5,67 = 5,03/5,67 = 0,887$.

Відповідь: $A = 0,887$.

Задача 13.3.

Обмурівка топкової камери парового котла виконана з шамотної цегли, а зовнішня обшивка – з листової сталі. Відстань між обшивкою і цегляною кладкою дорівнює 30 мм, і можна вважати її малою в порівнянні з розмірами стін топки. Визначити втрати тепла в оточуюче середовище з одиниці поверхні в одиницю часу в умовах стаціонарного режиму за рахунок променевого теплообміну між поверхнями обмурівки і обшивки. Температура зовнішньої поверхні обмурівки $t_1 = 137^\circ\text{C}$, а температура сталевий обшивки $t_2 = 40^\circ\text{C}$. Ступені чорноти шамоту $\varepsilon_{ш} = 0,8$ і листової сталі $\varepsilon_c = 0,6$.

Дано:

$l = 30 \text{ мм} = 0,03 \text{ м}$;

$t_1 = 137^\circ\text{C}$; $T_1 = 410 \text{ K}$;

$t_2 = 40^\circ\text{C}$; $T_2 = 313 \text{ K}$;

Розв'язання

1. Обшивку і цегляну кладку можна розглядати як дві безмежні плоскопаралельні поверхні, які розділені прозорим середовищем. Для такої системи тіл

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ш} &= 0,8; \\ \varepsilon_c &= 0,6. \end{aligned}$$

$$q_{1-2} = ?;$$

$$\varepsilon_{пр} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) = 1/(1/0,8 + 1/0,6 - 1) = 0,522.$$

3. Тоді, при коефіцієнті випромінюванні абсолютно чорного тіла $c_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$

$$q_{1-2} = 0,522 \cdot 5,67 [(410/100)^4 - (313/100)^4] = 552 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Відповідь: $q_{1-2} = 552 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 13.4.

В нагрівальній печі температура газів по усьому об'єму стала і дорівнює 1100°C . Об'єм печі $V = 10 \text{ м}^3$, повна площа поверхні огороження $F = 30 \text{ м}^2$. Загальний тиск продуктів згоряння $p = 9,81 \text{ Н}/\text{см}^2$, а парціальний тиск водяної пари $p_{H_2O} = 0,9 \text{ Н}/\text{см}^2$ і вуглекислоти $p_{CO_2} = 1,3 \text{ Н}/\text{см}^2$. Визначити ступінь чорноти газової суміші, яка випромінює, і власне випромінювання продуктів згоряння.

Дано:

$$t_2 = 1100^\circ\text{C}; T_2 = 1373 \text{ К};$$

$$V = 10 \text{ м}^3;$$

$$F = 30 \text{ м}^2;$$

$$p = 9,81 \text{ Н}/\text{см}^2$$

$$p_{H_2O} = 0,9 \text{ Н}/\text{см}^2;$$

$$p_{CO_2} = 1,3 \text{ Н}/\text{см}^2;$$

$$\varepsilon_2 = ?; E_{вл.г} = ?.$$

$$p_{H_2O} l = 0,9 \cdot 1,2 = 1,08 \text{ м} \cdot \text{Н}/\text{см}^2 = 0,108 \cdot 10^5 \text{ м} \cdot \text{Па}.$$

3. Ступені чорноти CO_2 і H_2O при температурі газів $t_2 = 1100^\circ\text{C}$ знаходимо за графіками рис. 13.5 і рис. 13.6: $\varepsilon_{CO_2} = 0,13$; $\varepsilon_{H_2O} = 0,1$.

Ступінь чорноти газової суміші

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O}.$$

4. З графіків на рис. 13.6 знаходимо поправку $\beta = 1,42$.

$$\text{Тоді } \varepsilon_2 = 0,13 + 1,42 \cdot 0,1 = 0,272.$$

5. Власне випромінювання продуктів згоряння

$$E_{вл.г} = \varepsilon_2 c_o (T_2/100)^4 = 0,272 \cdot 5,67 (1373/100)^4 = 54806 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Відповідь: $\varepsilon_2 = 0,272$; $E_{вл.г} = 54806 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Задача 13.5.

Визначити тепловий потік від вертикальної плити висотою $l = 2,5 \text{ м}$ і шириною $b = 3 \text{ м}$ з температурою $t_{cm1} = 90^\circ\text{C}$ у навколишнє середовище, у якому знаходиться спокійне повітря, що має температуру $t_{mn} = 20^\circ\text{C}$. На відстані $0,3 \text{ м}$ від плити розміщено вертикальну стінку, температура якої $t_{cm2} = 20^\circ\text{C}$. Ступені чорноти плити і стінки однакові і дорівнюють $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9$.

Дано:

$$l = 2,5 \text{ м}; b = 3 \text{ м};$$

$$t_{cm1} = 90^\circ\text{C}; T_{cm1} = 363 \text{ К};$$

Розв'язання

1. Середня довжина шляху променю газового шару в об'ємі печі визначається за формулою

$$l = 3,6V/F = 3,6 \cdot 10/30 = 1,2 \text{ м}.$$

2. Добутки парціальних тисків вуглекислоти і водяних парів на довжину шляху променю дорівнюють:

$$p_{CO_2} l = 1,2 \cdot 1,3 = 1,56 \text{ м} \cdot \text{Н}/\text{см}^2 = 0,156 \cdot 10^5 \text{ м} \cdot \text{Па};$$

$$p_{H_2O} l = 0,9 \cdot 1,2 = 1,08 \text{ м} \cdot \text{Н}/\text{см}^2 = 0,108 \cdot 10^5 \text{ м} \cdot \text{Па}.$$

3. Ступені чорноти CO_2 і H_2O при температурі газів $t_2 = 1100^\circ\text{C}$ знаходимо за графіками рис. 13.5 і рис. 13.6: $\varepsilon_{CO_2} = 0,13$; $\varepsilon_{H_2O} = 0,1$.

Ступінь чорноти газової суміші

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O}.$$

4. З графіків на рис. 13.6 знаходимо поправку $\beta = 1,42$.

$$\text{Тоді } \varepsilon_2 = 0,13 + 1,42 \cdot 0,1 = 0,272.$$

5. Власне випромінювання продуктів згоряння

$$E_{вл.г} = \varepsilon_2 c_o (T_2/100)^4 = 0,272 \cdot 5,67 (1373/100)^4 = 54806 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Відповідь: $\varepsilon_2 = 0,272$; $E_{вл.г} = 54806 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Розв'язання

1. Це – випадок складного теплообміну, коли сумарний тепловий потік визначається за рівнян-

$$t_{mi} = 20^\circ\text{C}; T_{mi} = 293 \text{ K};$$

$$t_{cm2} = 20^\circ\text{C}; T_{cm2} = 293 \text{ K}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9;$$

$$Q_o = ?;$$

ням (13.28) $q = q_k + q_{\varepsilon} =$
 $= \alpha(t_{cm} - t_{mi}) + \varepsilon c_o [(T_{cm}/100)^4 - (T_{mi}/100)^4].$

Для визначення режиму течії при вільній конвекції знаходимо значення комплексу (Gr·Pr).

При температурі $t_{mi} = 20^\circ\text{C}$ для повітря маємо (табл. 2 додатка):

$$\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,0259 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}); \text{Pr} = 0,703; \beta = 1/T = 1/293 = 0,00341 \text{ К}^{-1}.$$

2. Визначаємо значення доданку Gr·Pr

$$\text{Gr}\cdot\text{Pr} = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^2} \text{Pr} = \frac{9,81 \cdot 2,5^3 \cdot 0,00341 \cdot 70}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 3470709 = 1,13 \cdot 10^{11}.$$

3. Оскільки $\text{Gr}\cdot\text{Pr} > 10^9$, то повітря рухається в турбулентному режимі і для розрахунку значення критерію Нусельта використовуємо формулу (11.12) при $\text{Pr}_{mi}/\text{Pr}_{cm} \approx 1$

$$\text{Nu} = 0,15 (\text{Gr}\cdot\text{Pr})^{0,33} = 0,15 (1,13 \cdot 10^{11})^{0,33} = 730.$$

4. І тоді коефіцієнт тепловіддачі від поверхні вертикальної плити до повітря

$$\alpha = \text{Nu} \cdot \lambda / l = 730 \cdot 0,0259 / 2,5 = 7,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Конвективний тепловий потік

$$Q_k = \text{Nu} \Delta t F = 7,56 \cdot 70 \cdot 2,5 \cdot 3 = 3969 \text{ Вт}$$

6. Тепловий потік випромінювання визначаємо за рівнянням (13.23)

$$Q_{\varepsilon} = \varepsilon_{np} c_o F [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4].$$

Приведена ступінь чорноти

$$\varepsilon_{np} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) = 1/(1/0,9 + 1/0,9 - 1) = 0,818.$$

7. Тоді, при коефіцієнті випромінювання абсолютно чорного тіла

$$c_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$$

$$Q_{\varepsilon} = 0,818 \cdot 5,67 \cdot 7,5 [(363/100)^4 - (293/100)^4] = 3472 \text{ Вт}.$$

8. Сумарний тепловий потік

$$Q_o = Q_k + Q_{\varepsilon} = 3969 + 3472 = 7441 \text{ Вт}.$$

Відповідь: $Q_o = 7441 \text{ Вт}.$

Задача 13.6.

Визначити площу поверхні теплообміну протитечійного теплообмінника типу „труба в трубі”. Нагрівальна вода тече у внутрішній сталевій трубі ($\lambda = 45 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, діаметр якої $d_2/d_1 = 40/37 \text{ мм}$. Початкова температура нагрівальної води $t_1' = 91^\circ\text{C}$, масова витрата $G_1 = 2 \text{ кг}/\text{с}$. Нагрівна вода проходить кільцевим каналом між трубами. Внутрішній діаметр зовнішньої труби $D = 60 \text{ мм}$. Витрата нагрівної води $G_2 = 1,2 \text{ кг}/\text{с}$; її температура на вході $t_2 = 20^\circ\text{C}$, на виході $t_2' = 80^\circ\text{C}$.

Дано:

$$\lambda = 45 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$$

$$d_2/d_1 = 40/37 \text{ мм};$$

$$t_1' = 91^\circ\text{C}; T_1' = 364 \text{ К};$$

$$G_1 = 2 \text{ кг}/\text{с};$$

$$D = 60 \text{ мм};$$

Розв'язання

1. Приймаючи теплоємність води $c = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, визначаємо кількість теплоти, яка передається нагрівальною водою:

$$Q = G_2 c (t_2' - t_2) = 1,2 \cdot 4190 (80 - 20) = 301680 \text{ Вт}.$$

2. Температура нагрівальної води на виході з апарату

Національний університет
господарства

$$G_2 = 1,2 \text{ кг/с}; \text{ та}$$

$$t_2' = 20^\circ\text{C}; T_2' = 293 \text{ К}; t_1'' = t_1' - Q/(G_1 c) = 91 - 301680/(2 \cdot 4190) = 55^\circ\text{C}.$$

$$t_2'' = 80^\circ\text{C}; T_2'' = 353 \text{ К};$$

3. Згідно таблиці 5 додатка фізичні параметри нагрівної води при її середній температурі

$$F = ?;$$
$$t_{\text{сеп1}} = 0,5(95+55) = 75^\circ\text{C};$$

$$\rho_1 = 971,6 \text{ кг/м}^3; \nu_1 = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 0,671 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \text{Pr}_1 = 2,38.$$

Фізичні параметри нагрівної води при її середній температурі

$$t_{\text{сеп2}} = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(20+80) = 50^\circ\text{C};$$

$$\rho_2 = 988,1 \text{ кг/м}^3; \nu_2 = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 0,648 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \text{Pr}_2 = 3,54.$$

4. Швидкості руху теплоносіїв:

$$w_1 = 4G_1/(\rho_1 \pi d_1^2) = 4 \cdot 2/(971,6 \cdot 3,14 \cdot 0,037^2) = 1,91 \text{ м/с};$$

$$w_2 = 4G_2/(\rho_2 \pi (D^2 - d_1^2)) = 4 \cdot 1,2/(988,1 \cdot 3,14 \cdot (0,06^2 - 0,037^2)) = 0,694 \text{ м/с};$$

5. Число Рейнольда для нагрівальної води

$$Re_1 = w_1 d_1 / \nu_1 = 1,91 \cdot 0,037 / 0,39 \cdot 10^{-6} = 181205.$$

Оскільки $Re_1 > 10^4$, то настає стабілізований турбулентний рух, для якого використовуємо залежність (11.6)

$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{\text{ст}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \epsilon_i$; При $l/d > 50$ $\alpha_1 = 1$. Приймаємо температуру стінки $t_{\text{ст}} = 0,5(t_{\text{сеп1}} + t_{\text{сеп2}}) = 0,5(75+50) = 62,5^\circ\text{C}$. При цій температурі $Pr_{\text{ст}} = 2,88$. Тоді

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 181205^{0,8} \cdot 2,38^{0,43} \cdot (2,38/2,88)^{0,25} = 467.$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_1 = 467 \cdot 0,671 / 0,037 = 8469 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6. Еквівалентний діаметр каналу для нагрівної води

$$d_{\text{екв}} = 4F/S = 4(\pi D^2/4 - \pi d_2^2/4)/(\pi D + \pi d_2) = D - d_2 = 0,06 - 0,04 = 0,02 \text{ м};$$

Число Рейнольда

$$Re_2 = w_2 d_{\text{екв}} / \nu_2 = 0,694 \cdot 0,02 / 0,556 \cdot 10^{-6} = 24964 > 10^4.$$

Число Нуссельта

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 24964^{0,8} \cdot 3,54^{0,43} \cdot (3,54/2,88)^{0,25} \cdot 1 = 125.$$

Коефіцієнт теплоотдачі

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{\text{екв}} = 125 \cdot 0,648 / 0,02 = 4050.$$

7. Оскільки для внутрішньої труби $d_2/d_1 = 1,08 < 1,8$; коефіцієнт тепловіддачі визначаємо як для плоскої стінки

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/8469 + 0,0015/45 + 1/4050} = 2511 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

8. Середня логарифмічна різниця температур при протіканні

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(91 - 80) - (55 - 20)}{\ln \frac{91 - 80}{55 - 20}} = 20,74^\circ\text{C}.$$

9. Площа поверхні нагріву $F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{301680}{2511 \cdot 20,74} = 5,79 \text{ м}^2.$

Відповідь. $F = 5,79 \text{ м}^2.$



Контрольні питання:

1. Який механізм переносу теплоти випромінюванням?
2. Що називається монохроматичним потоком випромінювання?
3. Чим відрізняється теплове випромінювання газів від випромінювання твердих і рідинних тіл?
4. Які тіла називаються абсолютно білими і які абсолютно чорними?
5. Що таке степінь чорноти тіла? Які тіла називаються сірими?
6. Що називається ефективним випромінюванням?
7. В чому сутність законів Планка, Стефана Больцмана, Кірхгофа і Ламберга?
8. В чому фізичний зміст степені чорноти тіла?
9. В чому суть методики розрахунків теплообміну при наявності екранів?
10. Як визначається степінь чорноти газу?
11. Як розрізняються теплообмінні апарати за принципом дії?
12. Які рівняння використовують для визначення теплового балансу і теплопередачі?
13. Як виглядають графіки температур теплоносіїв в теплообмінниках з прямотечею і протитечею?
14. Яка формула використовується для визначення середньої логарифмічної різниці температур?
15. В чому полягають задачі проектного і повірочного розрахунку теплообмінників?
16. Як визначається потужність, яка витрачається на переміщення теплоносіїв в теплообмінному апараті?
17. За якими формулами визначаються опори руху теплоносіїв?



14.1. Основні теплоізоляційні матеріали, їх характеристика та використання

Тепловою ізоляцією називається покриття з теплоізоляційного матеріалу, яке сприяє зниженню втрат теплоти в оточуюче середовище. Теплоізоляційними рахуються матеріали, коефіцієнт теплопровідності яких менше 0,2 Вт/(м·К). Завдяки теплової ізоляції зменшуються падіння температури теплоносія і втрати теплоти при транспортуванні його на великі відстані, покращуються умови охорони праці в робочих приміщеннях: підтримується певна температура повітря, зменшується небезпека опіків обслуговуючого персоналу.

Втрати теплоти при наземному прокладанні теплових мереж зменшуються в 10...15 разів, а при підземному – в 3...5 разів в порівнянні з неізольованими теплопроводами. Так, наприклад, при транспортуванні гарячої води $t=150^{\circ}\text{C}$ температура її знижується не більш 0,4...0,6 $^{\circ}\text{C}$ на 1 км теплопроводу. Проте навіть такі невеликі втрати, при великій протяжності теплових мереж складають в сукупності значну кількість теплоти, на виробку якої потрібна велика витрата палива. Планові витрати теплоти повинні бути не більше 5 %.

Будова теплоізоляційних матеріалів може бути коміркова, зерниста, волониста, пластинчаста і змішана. Особливістю будови теплоізоляційних матеріалів є їх висока пористість. Загальна пористість матеріалу $P_{заг}$ дорівнює сумі всіх закритих пор P_3 і відкритих пор $P_{від}$.

$$P_{заг} = P_3 + P_{від} \quad (14.1)$$

Застосовуються теплоізоляційні матеріали 70 найменувань, проте єдиної класифікації для них поки що немає.

Теплоізоляційні матеріали поділяються за густиною в сухому стані (кг/м³): 15, 25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700 і 800. Цей параметр характеризує марку матеріалу.

Для теплової ізоляції енергетичного і промислового обладнання застосовують матеріали з малими значеннями густини і коефіцієнта теплопровідності. Ці матеріали мають марку не вище 400. Більш жорсткі теплоізоляційні матеріали з маркою вище 500 використовують одночасно для ізоляції і як несучу конструкцію. Основні властивості теплоізоляційних матеріалів (назва, марка, коефіцієнт теплопровідності, межа міцності, гранична температура використання, ГОСТ) наводяться в таблиці 12-21, с. 696, Теплотехнічний довідник, т.1.- М.: Енергія, 1975.

При підземному прокладанні теплопроводів застосовують наступні теплоізоляційні конструкції: *підвісні* з сегментів і шкаралуп або матів, для виготовлення яких використовують обгорткові м'які матеріали; *засипні* з застосуванням волокнистих і сипучих матеріалів у вигляді крихти; *мастикові* (засто-

совують головним чином для ізоляції криволінійних ділянок трубопроводів при ремонтах); *монолітні* у вигляді оболонок, які виготовлені в заводських умовах. Підвищення якості теплоізоляції відноситься до однієї з важливих задач теплоенергетики.

Згідно СНиП 2.04.07-86 для теплової ізоляції трубопроводів теплових мереж необхідно передбачати повнозбірні теплоізоляційні конструкції або збірні конструкції з виробів і деталей заводського виготовлення, а також конструкції, нанесені на трубопроводи в заводських умовах.

При прокладанні трубопроводів в каналах в якості ізоляції в теперішній час широко використовують вироби з мінеральної вати, які захищені від зволоження бітумом, рис 14.1.

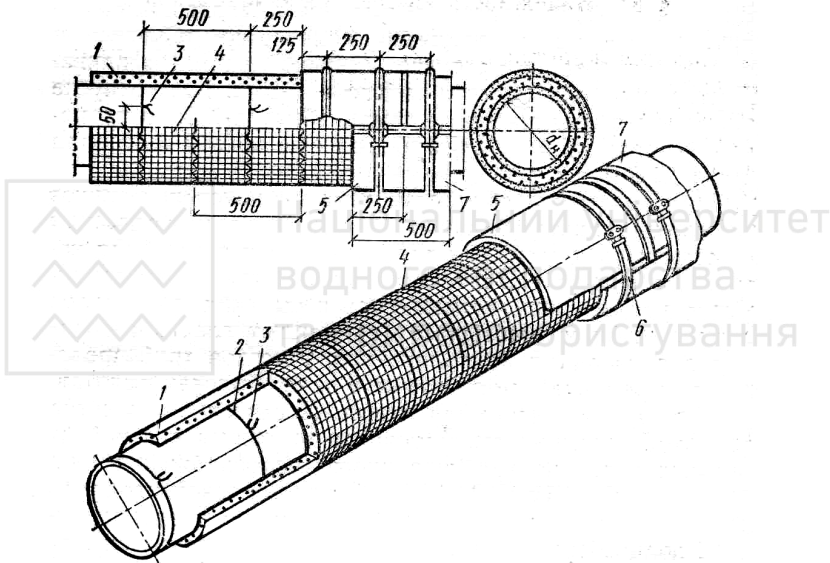


Рис. 14.1. Конструкція теплоізоляції трубопроводів мінеральними матами: 1- мінеральні мати; 2- кільце; 3- стяжка; 4- зшивка сітки матів; 5- покрівельні шкаралупи; 6- бандажі; 7- фарба

В безканалних прокладаннях трубопроводів в якості ізоляції застосовують монолітний армопінобетон, литий пінобетон, перлітобетон, піносілікат, бітумокерамзит, бітумоперліт і ін. Перспективною теплоізоляцією є засипка з асфальтоізолу, яка сама спікається. Заслужують увагу теплоізоляційні керамзитобетонні оболонки.

При виборі теплоізоляційних виробів і матеріалів для трубопроводів необхідно враховувати вкрай несприятливі умови їх роботи (підвищену температуру і вологість оточуючого середовища, змінний режим роботи і ін.).

Для захисту трубопроводів від корозії основним засобом є антикорозійне покриття їх. В теперішній час застосовують покриття епоксидне і склоемалеве. З рулонних матеріалів для захисту теплопроводів від корозії застосовують головним чином брізол і ізол. Вибір виду покриття обґрунтовується в проекті.

При безканальному прокладанні теплопроводів в ґрунтах з підвищеною корозійною активністю виникає небезпека корозії труб від блукаючих струмів. Для захисту від електрокорозії передбачаються заходи, які виключають проникнення блукаючих струмів до труб, або встановлюють так званий електричний дренаж або катодний захист.

Викликає інтерес теплова ізоляція, що застосовується за кордоном, яка виконується у вигляді сталеві труби-оболонки, яка надягається на теплопровід, з вакуумуванням простору між ними. Вакуумна система підвищує термічний опір теплоізоляції на 50 %.

14.2. Методи розрахунку та вибір матеріалу теплоізоляції

Критичний діаметр теплової ізоляції. Розглянемо випадок, коли циліндрична стінка покрита одношаровою тепловою ізоляцією, рис. 14.2а.

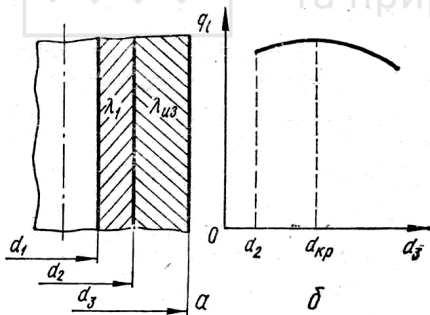


Рис. 14.2. Схема до визначення критичного діаметру теплової ізоляції

Величини α_1 , α_2 , λ_1 , і λ_{i3} припускаємо заданими. Прослідкуємо, як буде змінюватися повний лінійний термодинамічний опір теплопередачі при зміні товщини ізоляції за рахунок зміни її діаметра.

Скориставшись виразом для коефіцієнта теплопередачі циліндричної стінки, запишемо формулу для визначення опору 1 пм циліндричної стінки R_l через опори тепловіддачі на вході $R_{\alpha 1}$, опору теплопередачі через стінку $R_{\lambda 1}$, опору теплопередачі через

ізоляцію R_{i3} і опору тепловіддачі в оточуюче середовище $R_{\alpha 2}$.

$$\begin{aligned}
 R_l &= \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln(d_2/d_1) + \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln(d_3/d_2) + \frac{1}{\alpha_2 d_3} = \\
 &= R_{\alpha 1} + R_{\lambda 1} + R_{i3} + R_{\alpha 2}.
 \end{aligned}
 \tag{14.2}$$



При збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції d_3 зростає R_{i3} і одночасно зменшується R_{o2} . Візьмемо похідну від R_l по d_3 і прирівняємо її нулю:

$$\frac{\partial R_l}{\partial d_3} = \frac{1}{2\lambda_{i3}d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2} = 0. \quad (14.3)$$

Знайдене з цього рівняння значення d_3 , що відповідає екстремальній точці кривої $R_l = f(d_3)$, називається *критичним*,

$$d_{кр} = 2\lambda_{i3} / \alpha_2. \quad (14.4)$$

Друга похідна від R_l в цій точці буде більше нуля. Отже, критичному діаметру ізоляції відповідає мінімальний термічний опір і максимальна лінійна густина теплового потоку, що визначається виразом

$$q_l = \pi k_i (t_{min1} - t_{oc2}). \quad (14.5)$$

де t_{min1} , t_{oc2} - відповідно температура теплоносія і оточуючого середовища.

Аналіз рівняння (14.2) показує, рис. 14.2б, що зміна діаметра ізоляції в межах $d_2 < d_3 < d_{кр}$ супроводжується зростанням теплових втрат за рахунок зростання площі тепловіддаючої поверхні ізоляції; при $d_3 = d_{кр}$ ці втрати досягають максимуму і тільки при $d_3 > d_{кр}$ тепла ізоляція виправдовує своє призначення, тобто зростання її зовнішнього діаметра призводить до зменшення теплових втрат.

Таким чином, для ефективного застосування ізоляції необхідно, щоб її діаметр був більше критичного діаметра $d_{кр}$ або дорівнював йому. Тоді $d_3 > d_2 \geq d_{кр}$. Підставивши в цю нерівність вираз $d_{кр}$, отримаємо $d_2 \geq 2\lambda_{i3} / \alpha_2$. Звідси знайдемо

$$\lambda_{i3} \leq \alpha_2 d_2 / 2. \quad (14.6)$$

Якщо ця умова не виконується, то ізоляційний матеріал підібрано невір-
но.

Розрахунок теплової ізоляції. Через те, що теплопровідність теплоізоляційних матеріалів залежить від температури і з підвищенням температури підвищується, то при розрахунках теплової ізоляції коефіцієнт її теплопровідності повинен визначатися за середнім значенням температури шару ізоляції в робочих умовах. Розрахунок теплової ізоляції звичайно зводиться до визначення її товщини і виконується наступним чином.

Встановлюють допустиму втрату теплоти q з одиниці поверхні (плоскої стінки) або одиниці довжини труби через зовнішню поверхню ізоляції. Потім визначають розрахункову температуру зовнішньої поверхні ізоляції t_3 .

Через те, що $q = \alpha_2(t_3 - t_{нов})$, де $t_{нов}$ - температура оточуючого повітря, то

$$t_3 = t_{нов} + q / \alpha_2. \quad (14.7)$$

Температуру внутрішньої поверхні ізоляції приймають рівною температурі теплоносія, який омиває поверхню з протилежної сторони (якщо термічним опором стінки можна нехтувати), а температуру зовнішньої поверхні ізоляції приймають за технічними умовами. Середню температуру шару ізо-

ляції приймають рівною середній арифметичній температурі її поверхонь. За цією температурою визначають коефіцієнт теплопровідності ізоляції λ_{i3} .

Товщину теплової ізоляції для труби визначають за допустимою питомою втратою теплоти q_i з виразу

$$\ln(d_3/d_2) = [2\pi \lambda_{i3}(t_2 - t_3)]/ q_i, \quad (14.8)$$

де d_2 і d_3 – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри ізоляції.

Товщина ізоляції плоскої стінки

$$\delta_{i3} = (\lambda_{i3}/q)(t_1 - t_2). \quad (14.9)$$

Необхідно враховувати, що при накладанні теплової ізоляції на трубопровід зовнішня поверхня ізольованого трубопроводу зростає і при неправильному виборі якості теплоізоляційного матеріалу теплові втрати можуть не зменшитися, а збільшитися. Якість теплоізоляції повинна визначатися умовою (14.6).

14.3. Тепловий розрахунок мереж.

Питомі теплові втрати теплопроводу

$$q = \Delta t/R, \quad (14.10)$$

де Δt – різниця температур між теплоносієм і оточуючим середовищем, град; R – сума послідовно включених термічних опорів.

Питомі теплові втрати і теплові опори відносять, як правило, до одиниці довжини теплопроводу, приймаючи наступні одиниці вимірювання цих величин: питомі тепловтрати q , Вт/м; тепловий опір R , м·град/Вт.

Тепловий опір циліндричної поверхні

$$R_n = \frac{1}{\pi D \alpha}, \quad (14.11)$$

де D – діаметр поверхні, м; α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні в оточуюче середовище, Вт/(м²·град).

Тепловий опір циліндричного шару

$$R_{ш} = \frac{1}{\pi 2 \lambda} \ln \left(\frac{D_2}{D_1} \right), \quad (14.12)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності шару, Вт/(м град); D_2 і D_1 – зовнішній і внутрішній діаметри шару.

Тепловий опір ґрунту

$$R_{gp} = \frac{1}{\pi 2 \lambda_{gp}} \ln \left[\frac{2h}{D} + \sqrt{\frac{4h^2}{D^2} - 1} \right], \quad (14.13)$$

де h – глибина закладання осі теплопроводу; D – зовнішній діаметр теплопроводу; λ_{gp} – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·град).

Температура поверхні ізоляції, рис 14.3.

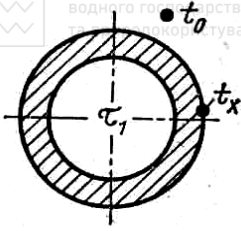


Рис. 14.3. Схема однотрубного прокладання теплопроводу

$$t_x = \frac{\frac{\tau}{R_{uu}} + \frac{t_o}{R_n}}{\frac{1}{R_{uu}} + \frac{1}{R_n}}, \quad (14.14)$$

де τ , t_o – температура теплоносія і повітря, яке оточує теплову ізоляцію, град; R_{uu} – тепловий опір ізоляційного шару; R_n – тепловий опір поверхні ізоляції.

Температура повітря $t_{нов}$ в каналі багатотрубного підземного теплопроводу, рис 14.4.

$$t_{нов} = \frac{\frac{\tau_1}{R_1} + \frac{\tau_2}{R_2} + \dots + \frac{\tau_m}{R_m} + \frac{t_o}{R_k + R_{cp}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_k + R_{cp}}}, \quad (14.15)$$

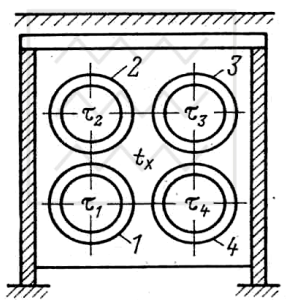


Рис. 14.4. Схема багатотрубного теплопроводу в каналі

де 1, 2, ..., m – номери теплопроводів; $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$ – температури теплоносія в теплопроводах, град; t_o – температура ґрунту на глибині осі теплопроводу, град; R_1, R_2, \dots, R_m – теплові опори окремих теплопроводів (рахуючи від теплоносія до повітря в каналі); R_k і R_{cp} – теплові опори каналу і ґрунту.

Теплові втрати безканального теплопроводу, рис 14.5, визначаються за формулами С. П. Шубіна:

тепловтрати першої труби (Вт/м)

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_o)R_2 - (\tau_2 - t_o)R_o}{R_1R_2 - R_o^2}, \quad (14.16)$$

тепловтрати другої труби

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_o)R_1 - (\tau_1 - t_o)R_o}{R_1R_2 - R_o^2}, \quad (14.17)$$

де R_o – додатковий тепловий опір, що враховує взаємний вплив сусідніх труб, Вт/м;

$$R_o = \frac{1}{\pi 2 \lambda_{cp}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \quad (14.18)$$

Тут h – глибина закладання осі теплопроводів від поверхні ґрунту, м; λ_{cp} – коефіцієнт теплопровідності ґрунту; b – горизонтальна відстань між осями

труб, м; R_1, R_2 – сумарний тепловий опір ізоляції відповідно першої і другої труби, м·град/Вт.

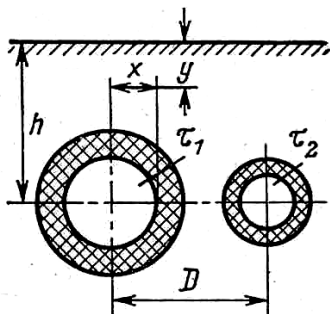


Рис. 14.5. Схема двохтрубно-го безканального теплопроводу

Повні тепловтрати теплопроводу

$$Q = q(l + l_e) = ql(1 + \beta), \quad (14.19)$$

де q – питомі тепловтрати; l – довжина теплопроводу, м; l_e – еквівалентна довжина неізольованих деталей теплопроводу і арматури, м.

Коефіцієнт місцевих теплових втрат

$$\beta = l_e/l. \quad (14.20)$$

Коефіцієнт корисної дії теплової ізоляції

$$\eta = 1 - Q_{iz}/Q_r, \quad (14.21)$$

де Q_r – теплові втрати голої труби; Q_{iz} – теплові втрати ізольованої труби.

Ентальпія теплоносія в кінці ділянки

$$i_2 = i_1 - \frac{ql(1 + \beta)}{G}, \quad (14.22)$$

де i_1 – ентальпія на початку ділянки, Дж/кг; G – витрата теплоносія, кг/с; q – питомі тепловтрати, Вт/м.

Температура перегрітої пари в кінці довгого паропроводу

$$t_2 = t_o + (\tau_1 + t_o) e^{\frac{-l(1+\beta)}{RGc}}, \quad (14.23)$$

де τ_1 – температура пари на початку ділянки, град; t_o – температура оточуючого середовища (для наземного прокладання трубопроводу – зовнішнього повітря, для підземного прокладання – природна температура ґрунту), R – тепловий опір, якщо рахувати від теплоносія до оточуючого середовища, м·град/Вт; c – теплоємність пари, Дж/(кг·град); e – основа натуральних логарифмів, дорівнює 2,72; l – довжина паропроводу, м; G – витрата пари, кг/с.

Приклади розв'язання задач

Задача 14.1.

Паропровід діаметром $d_1/d_2 = 150/160$ мм покритий шаром теплової ізоляції завтовшки $\delta_{iz} = 100$ мм, коефіцієнт теплопровідності стінки труби $\lambda_1 = 40$ Вт/(м·К) і ізоляції $\lambda_{iz} = 0,09$ Вт/(м·К). Температура на внутрішній поверхні паропроводу $t_{c1} = 450^\circ\text{C}$, а на зовнішній поверхні ізоляції $t_{c3} = 50^\circ\text{C}$. Знайти теплові втрати з 1 пог м паропроводу і температуру на межі торкання паропроводу і ізоляції.

Дано:

$$d_1/d_2 = 150/160 \text{ мм};$$

$$\delta_{i3} = 100 \text{ мм};$$

$$\lambda_1 = 40 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_{i3} = 0,09 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$t_{c1} = 450^\circ\text{C};$$

$$t_{c3} = 50^\circ\text{C}.$$

$$q_l = ?; t_{c2} = ?.$$

Розв'язання

1. Теплові втрати з 1 пог. м паропроводу визначаємо за формулою (9.37)

$$q_l = \frac{\pi(t_{cm1} - t_{cm(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1}/d_i)} =$$

$$= \frac{3,14(450 - 50)}{\frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{160}{150} + \frac{1}{2 \cdot 0,09} \ln \frac{360}{160}} = 278,7 \text{ Вт/м}.$$

2. Температура на межі торкання паропроводу і ізоляції

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = 450 - \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{160}{150} = 449,93^\circ\text{C}.$$

Відповідь: $q_l = 278,7 \text{ Вт/м}; t_{c2} = 449,93^\circ\text{C}.$

Задача 14.2.

Визначити втрати тепла з 1 пог. м трубопроводу діаметром $d_1/d_2 = 150/165 \text{ мм}$, який прокладено на відкритому повітрі, якщо всередині труби протікає вода з середньою температурою $t_{mn1} = 90^\circ\text{C}$ і температура оточуючого повітря $t_{mn2} = -15^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м·К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Трубопровід покритий шаром теплоізоляції завтовшки $\delta_{i3} = 60 \text{ мм}$. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_{i3} = 0,15 \text{ Вт/(м·К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до оточуючого повітря $\alpha_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Визначити також температури на зовнішній поверхні труби t_{c2} і на поверхні ізоляції t_{c3} .

Дано:

$$d_1/d_2 = 150/165 \text{ мм};$$

$$t_{mn1} = 90^\circ\text{C};$$

$$t_{mn2} = -15^\circ\text{C}.$$

$$\delta_{i3} = 100 \text{ мм};$$

$$\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_{i3} = 0,15 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\delta_{i3} = 100 \text{ мм};$$

$$\alpha_1 = 1000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$\alpha_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

$$q_l = ?; t_{c2} = ?; t_{c3} = ?.$$

Розв'язання

1. Знаходимо опори 1 пог. м циліндричної стінки за формулою (14.2)

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln(d_2/d_1) + \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln(d_3/d_2) + \frac{1}{\alpha_2 d_3} =$$

$$= R_{al} + R_{\lambda 1} + R_{i3} + R_{a2};$$

Опір тепловіддачі на вході

$$R_{al} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} = \frac{1}{1000 \cdot 0,15} = 0,00666;$$

Опір теплопередачі через стінку трубопроводу

$$R_{\lambda 1} = \frac{1}{2\lambda_1} \ln(d_2/d_1) = \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{165}{150} = 0,000953;$$

Опір теплопередачі через ізоляцію



$$R_{i3} = \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln(d_3/d_2) = \frac{1}{2 \cdot 0,15} \ln \frac{165 + 2 \cdot 60}{165} = 1,82;$$

Опір тепловіддачі в оточуюче середовище

$$R_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_2 d_3} = \frac{1}{8 \cdot 0,285} = 0,438.$$

$$R_l = R_{\alpha 1} + R_{\lambda 1} + R_{i3} + R_{\alpha 2} = 0,00666 + 0,000953 + 1,82 + 0,438 = 2,266.$$

2. Коефіцієнт теплопередачі

$$k_l = 1/R_l = 1/2,266 = 0,441.$$

2. Втрати тепла з 1 пог. м трубопроводу

$$q_l = k_l \pi (t_{mn1} - t_{mn2}) = 0,441 \cdot 3,14 (90 - (-15)) = 145 \text{ Вт/м.}$$

3. Температура на межі торкання паропроводу і ізоляції

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{q_l}{\pi} (R_{\alpha 1} + R_{\lambda 1}) = 90 - \frac{145}{3,14} (0,00666 + 0,000953) = 89,65^\circ\text{C}.$$

4. Температура зовнішньої поверхні ізоляції

$$t_{c3} = t_{c2} + \frac{q_l}{\pi} R_{\alpha 2} = 89,65 + \frac{145}{3,14} \cdot 0,438 = 5,3^\circ\text{C}.$$

Відповідь: $q_l = 145 \text{ Вт/м; } t_{c2} = 89,65^\circ\text{C; } t_{c3} = 5,3^\circ\text{C}.$

Задача 14.3.

Для зменшення теплових втрат в оточуюче середовище необхідно ізолювати паропровід діаметром 44/50 мм. Чи доцільно застосовувати в якості ізоляції азбест, який має коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{i3} = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, якщо коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої сторони ізоляції в оточуюче середовище $\alpha_2 = 11,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Дано:

$$d_1/d_2 = 44/50 \text{ мм;}$$

$$\lambda_{i3} = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К);}$$

$$\alpha_2 = 11,63 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К);}$$

$$d_{кр} = ?; d_2 > d_{кр} ?.$$

Розв'язання

1. Знаходимо критичний діаметр теплоізоляції за формулою (14.4)

$$d_{кр} = 2\lambda_{i3} / \alpha_2 = 2 \cdot 0,14 / 11,63 = 0,024 \text{ м.}$$

В даному випадку $d_{кр} = 0,024 \text{ м} > d_2 = 0,05 \text{ м}$, тому

ізоляція з азбесту будь-якої товщини зменшить теплові витрати і її застосування доцільне.

Відповідь: $d_{кр} = 0,024 \text{ м.}$

Контрольні питання.

1. Які матеріали вважаються теплоізоляційними?
2. Як виконується розрахунок теплової ізоляції?
3. Що розуміється під критичним діаметром теплоізоляції?
4. Яка умова визначає необхідну якість теплоізоляції?



15.1. Основні поняття і визначення. Джерела забруднень

Гігієнічні основи вентиляції. Сучасні умови життя людини потребують ефективних штучних заходів оздоровлення повітряного середовища. Цій меті слугує техніка вентиляції і кондиціонування. До факторів, шкідлива дія яких усувається за допомогою вентиляції, відносяться: надлишкова теплота (конвекційна, що викликає підвищення температури повітря, і променева); надлишкова водяна пара – волога; гази і пара хімічних речовин загальнотоксичної і подразнюючої дії; токсичний і нетоксичний пил; радіоактивні речовини. Розглянемо коротко джерела утворення факторів шкідливості.

Надлишкова теплота. Доросла людина в спокійному стані при нормальних мікрокліматичних умовах виділяє в оточуюче середовище 85...120 Вт, з яких в середньому 20 % конвекцією; 55 % - випромінюванням і 25 % - випаровуванням вологи. Кількість теплоти, яка виділяється людиною, залежить від її фізичного навантаження і температури повітря в приміщенні. Для розрахунків рекомендується користуватися таблицями або формулою, яка враховує лише явні тепловиділення (випромінюванням і конвекцією), Вт:

$$Q_{\text{явн}} = \beta_i \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{\text{нов}}}) (35 - t_n), \quad (15.1)$$

де β_i – коефіцієнт, який враховує інтенсивність роботи, що виконує людина, і який дорівнює для легкої роботи 1, середньої – 1,07; важкої – 1,15; $\beta_{\text{од}}$ – коефіцієнт, який враховує теплозахисні властивості одягу і який дорівнює для легкого одягу 1, для звичайної одяжі - 0,66; для утепленої – 0,5; $v_{\text{нов}}$ - рухомість повітря в приміщеннях (в житлових і адміністративних будівлях $v_{\text{нов}} = 0,1 \dots 0,15$ м/с); t_n – температура повітря в приміщенні, °С. При $t_n = 35^\circ\text{C}$ виділення явної теплоти майже немає (5...10 Вт). Прийнято вважати, що жінки виділяють 85 %, а діти в середньому 75 % теплоти і вологи у порівнянні з чоловіками.

В приміщеннях, де перебуває багато людей (видовищні зали, магазини, столові і ін), тепловиділення створюють несприятливі умови, шкідливо відбиваються на самопочутті, здоров'ї і працездатності людей.

В цехах і відділах виробничих підприємств надлишкова теплота виникає при значних тепловиділеннях машинами, станками, виробничою апаратурою, різними печами, трубопроводами, нагрітими виробами, що остигають в приміщенні, людьми, від сонячної радіації і від інших джерел тепла. При відсутності вентиляції перераховані і інші тепловиділення значно підвищують температуру повітря і не сприяють процесу терморегуляції в організмі людини і, крім того, можуть негативно впливати на технологічний процес виробництва.

Теплові надходження від печей орієнтовно визначаються за формулами: для печей, в яких спалюють тверде, рідке або газоподібне паливо



$$Q_n = Q_p^n B a \eta; \quad (15.2)$$

$$Q_n = 1000 N_{уст} a \eta, \quad (15.3)$$

де Q_p^n – нижча теплота згоряння палива, Дж/кг; B – витрата палива, кг/с; $N_{уст}$ – установочна потужність печей, кВт; a – доля теплоти від Q_p^n або $N_{уст}$, що виділяється в приміщенні; для електричних печей $a = 0,7$; для інших $a = 0,4 \dots 0,6$; η – коефіцієнт одночасності роботи усіх встановлених печей (за даними технологічного проекту).

Теплові надходження від нагрітих матеріалів, Вт

$$Q_m = G_m c B_i (t_m - t_{нов}), \quad (15.3)$$

де G_m – маса нагрітих матеріалів, що поступають, кг/с; c – питома теплоємність цього матеріалу, кДж/(кг·°C); B_i – коефіцієнт, який враховує інтенсивність віддавання теплоти; t_m – температура матеріалу, °C; $t_{нов}$ – температура повітря в приміщенні, °C.

При штучному освітленні і працюючому електричному виробничому обладнанні тепловиділення, Вт, становлять

$$Q_{ел} = k N_{ел}, \quad (15.4)$$

де k – коефіцієнт, який враховує потужність, одночасність роботи електрообладнання, долю переходу електроенергії в теплоту, яка потрапляє в приміщення (в залежності від технологічного процесу $k = 0,15 \dots 0,95$); для електричних світильників $k = 0,95$; $N_{ел}$ – потужність освітлюваних приладів або силового обладнання.

Для житлових приміщень врахування теплового потоку, який поступає в кімнати і кухні у вигляді побутових тепловиділень, здійснюється в кількості 21 Вт на 1 м² площі підлоги, тобто

$$Q_{ноб} = 21 F_n, \quad (15.5)$$

де F_n – площа підлоги розглядуваного опалюваного приміщення, м².

Кількість теплоти, яка потрапляє в приміщення від сонячної радіації, визначається за формулами:

для зашкляених поверхонь, які освітлені сонцем,

$$Q_c = [k_c k_{lc} q_c + k_2 (t_n - t_e)] F, \quad (15.6)$$

для зашкляених поверхонь, які знаходяться в тіні

$$Q_t = [k_t k_{lt} q_t + k_2 (t_n - t_e)] F, \quad (15.7)$$

де q_c , q_t – кількість теплоти, яка поступає в приміщення від сонячної радіації через 1 м² звичайного одинарного віконного скла, що освітлене сонцем, або знаходиться в тіні, Вт/м²; k_c , k_t – коефіцієнти, які враховують відповідно затемнення вікон переплетіннями рам і забруднення атмосфери; k_{lc} , k_{lt} – коефіцієнти, які враховують відповідно зміни потрапляння теплоти за рахунок сонячної радіації при застосуванні зашкляєння, яке відрізняється від листового одинарного скла. k_2 – коефіцієнт теплопередачі зашкляєння, Вт/(м²·K); F – площа прорізу в будівельній конструкції, м².

При розрахунках систем вентиляції потрапляння теплоти за рахунок теплопередачі вікон не враховується. Потрапляння тепла від сонячної радіації як

правило враховують в тепловому балансі приміщень при зовнішній температурі +10°C і вище. Сонячна радіація крізь стіни не враховується.

Переходимо до джерел можливого поглинання теплоти, тобто до витратної частини теплового балансу.

Виділення вологи. Кількість водяної пари, яка виділяється людиною при помірній температурі і невеликому фізичному навантаженні складає 40-75 г/год. При високій температурі середовища виділення вологи може зрости до 150 г/год. Надлишковий вміст водяної пари в повітрі може виникнути в приміщеннях будівель громадського призначення, якщо в ньому перебуває велика кількість людей, а також в цехах і відділах промислових підприємств.

Поєднання великої вологості і високої температури впливає на процес випаровування: віддача теплоти випаровуванням у людини зменшується і в її організмі накопичується теплота. Підвищена вологість повітря при низькій температурі викликає охолодження організму, тому що волога шкіра і вологе повітря більш теплопровідні.

Значна кількість вологи може виділитися при випаровуванні з відкритої поверхні води (бані, пральні і ін). Витрата теплоти в цьому випадку враховується тоді, коли температура води, що випаровується, нижча температури оточуючого повітря, але вища температури точки роси.

Орієнтовно витрату теплоти за рахунок виділення вологи людиною, Q_2' , Вт, визначають за формулою

$$Q_2' = Gr/1000, \quad (15.8)$$

де G – кількість вологи, що випаровується, г/с; r – теплота випаровування, кДж/кг.

Крім розглянутих джерел поглинання теплоти в витратній частині теплового балансу приміщення можуть бути наступні види витрати теплоти: на нагрівання занесених в приміщення матеріалів і напівфабрикатів; на нагрівання транспортних засобів; а також вагонів, автокранів, автомашин, які заїжджають в приміщення.

Газовиділення. Вміст газів, пари і пилу в повітрі не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій (ГДК). Згідно ГОСТ 12.1.005-88 „Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони” ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони – концентрації, які при щоденній (крім вихідних днів) роботі на протязі 8 годин або при іншій тривалості, але не більш 41 години на тиждень, на протязі всього робочого часу не можуть викликати хворобу або відхилення від стану здоров'я, що виявляються сучасними методами досліджень в процесі роботи або в віддалені терміни життя теперішнього і майбутнього покоління.

За ступеню дії на організм людини шкідливі речовини поділяються на 4 класи: **1 – надзвичайно шкідливі; 2 – високо шкідливі; 3 – помірно шкідливі; 4 – мало шкідливі.**

Людина в стані спокою на протязі 1 години вдихає і видихає 500 л повітря. При диханні склад повітря змінюється, таблиця 15.1.



Складові частини	Повітря, що вдихається	Повітря, що видихається
Кисень	20,9	16,4
Азот	78,13	79,02
Вуглекислота	0,03	3,57
Аргон, неон і інші інертні гази	0,094	1,01

Склад вуглекислоти в повітрі, якщо він обумовлений знаходженням людей в приміщенні, може слугувати показником забрудненості повітря в результаті життєдіяльності організму людини.

В цехах і відділах промислових підприємств повітря забруднюється головним чином **газами і паром**, які утворюються при проходженні технологічних процесів. Більшість з них шкідливі для здоров'я людини.

Шкідливий вплив на здоров'я людини має пил, який знаходиться в повітрі. Найбільш небезпечний для організму людини пил, який вміщує двоокис кремнію (SiO_2), а також пил отруйних речовин (окисли свинцю і ін.). Найменші частинки свинцевого пилу, які потрапляють в організм, викликають хронічне отруєння. Шкідливість пилу залежить також і від його розмірів і форми: чим дрібніший пил і чим гостріша його форма, тим він шкідливіший, тому що може глибоко проникати в дихальні шляхи. Крім того, необхідно мати на увазі, що деякі види пилу в певній концентрації вибухонебезпечні.

Дуже важливим показником санітарного стану повітря в приміщенні є кількість мікроорганізмів, які в ньому знаходяться. Кількість їх зростає при забрудненні повітря пилом. Повітря вважається забрудненим, якщо в 1 м^3 знаходиться більш 4500 мікроорганізмів.

Забруднення радіоактивними речовинами. Ці забруднення подібні звичайним промисловим забрудненням, але відрізняються від них підвищеною токсичністю; при скупченні у великій кількості вони представляють небезпеку радіоактивного ураження.

Заходи боротьби з запиленістю повітря включають герметизацію обладнання і локалізацію вентиляції. Для локалізації центрів виділення пилу застосовують різні укриття. Здійснюючи загально обмінну вентиляцію, необхідно мати на увазі, що крупні і важкі завислі в повітрі частинки, випадаючи з повітря, швидко осідають на різних поверхнях і тільки найменші перемішуються з повітрям і, подібно газам, розносяться потоками повітря в приміщенні, приймаючи участь в циркуляції.

15.2. Повітрообмін і типи вентиляції

Вибір розрахункового повітрообміну. Повітрообміном називається часткова або повна заміна повітря, яке вміщує шкідливі виділення, чистим атмо-

сферним повітрям. Кількість повітря L , яка подається або видаляється за 1 годину з приміщення, віднесена до його внутрішньої кубатури, прийнято називати *кратністю повітрообміну*. При цьому знаком (+) позначають повітрообмін за припливом, знаком (-) – за витяжкою, тобто

$$\pm n = L/V_n. \quad (15.9)$$

Якщо кратність повітрообміну n , наприклад, +2 і -3, то це означає, що в приміщення за 1 годину подається двократна і видаляється з нього трьохкратна кількість повітря по відношенню до об'єму приміщення.

Повітрообмін в приміщеннях L , м³/год, визначається окремо для теплого і холодного періоду року при густині повітря 1,2 кг/м³ за відповідними формулами:

- а) за надлишками явної теплоти;
- б) за масою шкідливих речовин, що виділяються;
- в) за надлишком вологи (водяної пари);
- г) за надлишком повної теплоти;
- д) за нормованою кратністю повітрообміну (формула (15.9));
- е) за нормованою питомою витратою припливного повітря.

За розрахункове значення повітрообміну необхідно прийняти більшу з величин, що отримана в зазначених випадках.

Способи організації повітрообміну і будова систем вентиляції. Повітряне середовище в приміщенні, яке задовольняє санітарним нормам, забезпечується в результаті видалення забрудненого повітря з приміщення і подачі чистого зовнішнього повітря. Відповідно цьому системи вентиляції поділяються на витяжні і припливні.

За способом переміщення повітря розрізняють *вентиляцію* природну (неорганізовану і організовану) і *механічну (штучну)*.

При неорганізованій природній вентиляції повітрообмін в приміщеннях здійснюється під впливом різниці тисків зовнішнього і внутрішнього повітря і дії вітру через нещільності огорожуючих конструкцій, а також при відкритті хвіртки, фрамуг і дверей. Якщо відкриття спеціальних фрамуг з кожної сторони будівлі регулюється, то така система називається природною, але організованою. Цей вид вентиляції називається аерацією.

Механічною або штучною вентиляцією називається спосіб подачі повітря в приміщення або видалення з нього за допомогою вентилятора. Такий спосіб повітрообміну є більш доцільним, тому що повітря, яке подається в приміщення, може бути спеціально підготовлене у відношенні його чистоти, температури і вологості.

Системи механічної вентиляції, які автоматично підтримують в приміщенні метеорологічні умови на рівні заданих незалежно від параметрів зовнішнього повітряного середовища, яке змінюється, називається *системами кондиціонування повітря (condition – умови)*.



За способом організації повітрообміну в приміщенні вентиляція може бути загально-обмінною, місцевою (локалізованою), змішаною, аварійною і протидимною.

За призначенням системи вентиляції поділяються на припливні і витяжні. Системи вентиляції, які видаляють забруднене повітря з приміщення, називаються *витяжними*. Системи вентиляції, які забезпечують подачу в приміщення зовнішнього повітря, що підігрівається в холодний період року, називається *припливними*. Витяжні системи вентиляції в залежності від місця виділення шкідливих домішок, а припливні системи вентиляції в залежності від місця подачі зовнішнього повітря поділяються на загально-обмінні, місцеві і змішані.

Загально-обмінна вентиляція передбачається для створення однакових умов повітряного середовища (температура, вологість, чистота повітря і його рухливість) по усьому об'єму приміщення, головним чином в робочій зоні ($H=1,5...2$ м від підлоги). коли які-небудь шкідливі речовини розповсюджуються по усьому об'єму приміщення або нема можливості ввіймати їх в місцях виділення, рис. 15.1а.

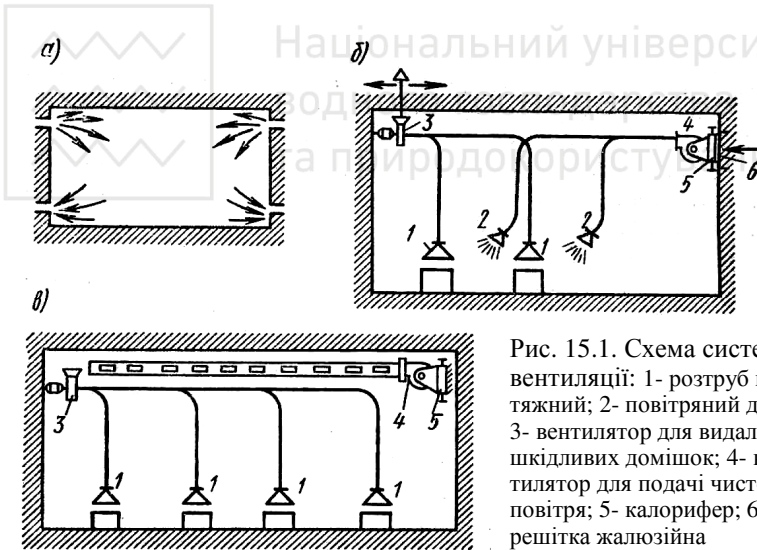


Рис. 15.1. Схема систем вентиляції: 1- розтруб витяжний; 2- повітряний душ; 3- вентилятор для видалення шкідливих домішок; 4- вентилятор для подачі чистого повітря; 5- калорифер; 6- решітка жалюзійна

При *місцевій витяжній* вентиляції забруднене повітря видаляється прямо з місць його забруднення. Місцева припливна вентиляція застосовується в тих випадках, коли свіже повітря необхідне лише в певних місцях приміщення (на робочих місцях). Прикладом такої вентиляції може слугувати повітряний душ – струмінь повітря, який направлений безпосередньо на робоче місце, рис.15.16.



Змішані системи, які застосовуються в виробничих приміщеннях, являють собою комбінації загальнообмінної вентиляції з місцевою, рис. 15.1в.

Аварійні вентиляційні установки передбачають в приміщеннях, в яких можливе раптове виділення шкідливих речовин в кількостях, що значно перевищують допустимі. Ці установки включають, якщо необхідно швидко видалити шкідливі виділення.

Протидимова вентиляція передбачається для забезпечення евакуації людей з приміщення будівлі в початковій стадії пожежі.

Яку з перерахованих систем вентиляції необхідно влаштувати, вирішується в кожному конкретному випадку в залежності від призначення приміщення, характеру шкідливих виділень, які виникають в ньому, і схеми руху повітряних потоків всередині будівлі.

15.3. Конструктивні особливості систем вентиляції

Природна вентиляція. Канальними системами природної вентиляції називаються системи, в яких подача зовнішнього повітря або видалення забрудненого здійснюється спеціальними каналами, що передбачені в конструкціях будівель, або приставним повітродоводом. Повітря в цих системах переміщується внаслідок різниці тисків зовнішнього і внутрішнього повітря.

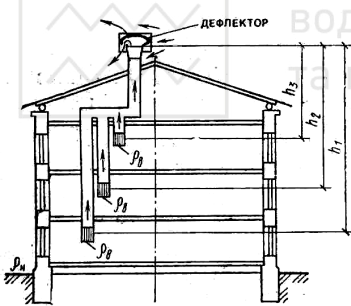


Рис. 15.2. Схема витяжної природної каналної вентиляції

Витяжна природна вентиляція здійснюється переважно в житлових і громадських будівлях для приміщень, що не потребують повітрообміну більше однократного. Така вентиляція складається з вертикальних стінових або приставних каналів з отворами, які закриті жалюзійними решітками, збірних горизонтальних повітродоводів і витяжної шахти, рис. 15.2. Для підсилення витяжки з приміщення на шахті часто встановлюють спеціальну насадку – дефлектор. Витяжка з приміщень регулюється жалюзійними решітками в витяжних

отворах, а також дросельними каналами і засувками, які встановлюють в збірному повітродоводі і в шахті. Мінімальні розміри каналів з цегли 1/2 на 1/2, з плит 100x150 мм. Розмір горизонтальних повітродоводів, які розташовують на горіщі, приймають не менше 200x200 мм.

Природний тиск Δp_e в (Па) визначають за формулою

$$\Delta p_e = h_i g (\rho_{зов} - \rho_{вн}), \tag{15.10}$$

де h_i – висота повітряного стовпа, яка приймається від центру витяжного отвору до устя витяжної шахти; $\rho_{зов}$, $\rho_{вн}$ – густина відповідно зовнішнього і



внутрішнього повітря, кг/м^3 . Розрахункова температура зовнішнього повітря приймається 5°C .

Для нормальної роботи системи природної вентиляції необхідно щоб було збережено рівність

$$\Sigma(Rl\beta + Z) \alpha = \Delta p_e \quad (15.11)$$

де R – питома втрата тиску на тертя, Па; l – довжина повітропроводу (каналу), м; Rl – втрати тиску на тертя розрахункової ділянки, Па; Z – втрати тиску на місцеві опори, Па; Δp_e – наявний тиск, Па; α – коефіцієнт запасу, який дорівнює $1,1 \dots 1,15$; β – поправочний коефіцієнт на шорсткість поверхні.

Дефлекторами називають спеціальні насадки, які встановлюють на кінцях труб або шахт, а також безпосередньо над витяжними отворами в дахах. Призначення дефлектора – підсилити витяжку забрудненого повітря з різних приміщень. Робота дефлектора базується на використанні енергії потоку повітря – вітру, який натикаючись на поверхню дефлектора і обтікаючи його, створює навколо більшої частини його периметру розрідження, що і підсилює витяжку повітря з приміщення. Найбільш розповсюджені дефлектори ЦАГІ, рис. 15.3.

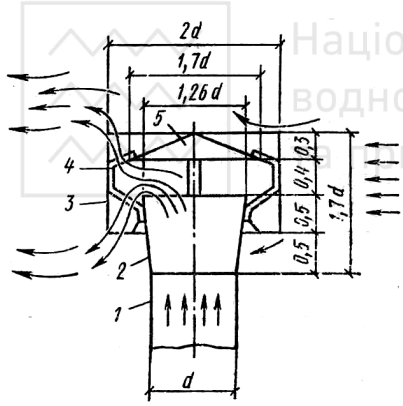


Рис 15.3. Дефлектор ЦАГІ:
1- патрубок; 2- дифузор; 3- корпус дефлектора; 4- лапи для закріплення ковпака; 5- ковпак.

Орієнтовно визначають діаметр патрубків дефлектора за формулою

$$d = 0,0188 \sqrt{L/v_0} \quad (15.12)$$

де L – повітрообмін в приміщенні, $\text{м}^3/\text{год}$; v_0 – швидкість повітря, яка складає приблизно $0,2 \dots 0,5$ м/с. Радіус дії природної вентиляції не більше 8 м.

Механічна вентиляція.

Системи механічної вентиляції в порівнянні з природною більш складні в конструктивному відношенні і потребують більших первинних і експлуатаційних витрат. Разом з тим вони мають ряд переваг. До основних з них відносяться: незалежність від температурних коливань зовнішнього повітря і його тиску, а також від швидкості вітру; можливість переміщення повітря на значні відстані; повітря, що подається в приміщення, можливо обробляти - нагрівати або охолоджувати, очищувати, зволожувати або осушувати. Тому механічна вентиляція широко застосовується в промисловості. Схема механічної вентиляції наведена на рис. 15.4.

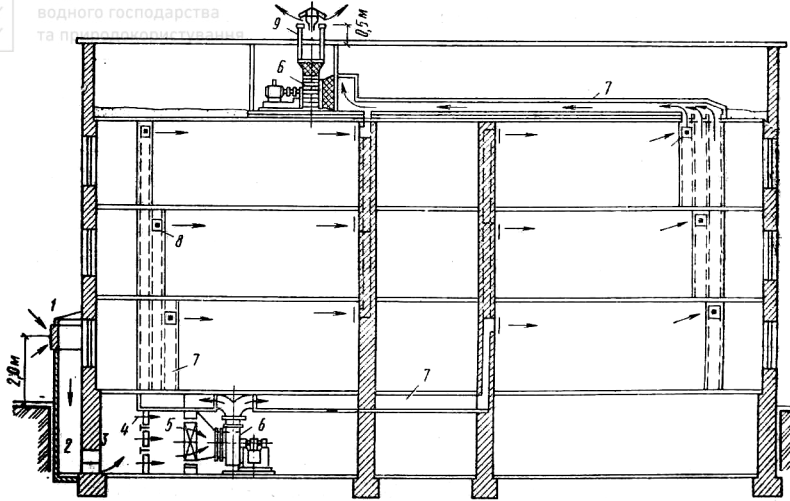


Рис. 15.4. Припливно-витяжна вентиляція громадської будівлі: 1- жалюзійна решітка; 2- пристрій для забору повітря; 3 - утеплений клапан; 4 – фільтр; 5- калорифери; 6- вентилятор; 7- канали і повітроводи; 8 – жалюзійні решітки, витяжні і припливні; 9- витяжна шахта

Загальні відомості про вентилятори. За принципом дії і призначенням вентилятори поділяють на радіальні (відцентрові), осьові, дахові.

Радіальні вентилятори. Звичайний радіальний вентилятор, рис. 15.5, складається з трьох основних частин: робочого колеса з лопатками, кожуха у вигляді спіралі і станини з валом, шківом і кульковими підшипниками.

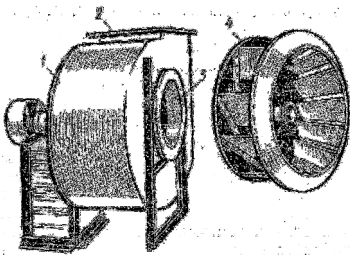


Рис. 15.5. Радіальний (відцентровий) вентилятор: 1- кожух; 2- вихідний отвір; 3- вхідний отвір; 4- робоче колесо

Робота радіального вентилятора заключається в наступному: при обертанні робочого колеса повітря поступає через вхідний отвір в канали між лопатками колеса, під дією відцентрової сили переміщується цими каналами, збирається спіральним кожухом і напрямляється в його вихідний отвір. Таким чином повітря в відцентровий вентилятор поступає в осьовому напрямі і виходить з нього в напрямі, що перпендикулярний осі.

За призначенням вентилятори виготовляють загального призначення – для переміщення чистого і мало запиленого повітря з температурою до 80°C; корозійностійкі (з вініпласту і інших

матеріалів) для транспортування газоподібних корозійних середовищ; захищені від іскор – для переміщення горючих і вибухонебезпечних середовищ; пилові – для переміщення повітря і газоповітряної суміші, яка вміщує пил і інші тверді домішки в кількості більше 100 мг/м^3 .

За створюваним тиском вентилятори поділяють на вентилятори низького тиску (до 1000 Па), середнього (до 3000 Па) і високого тиску (більш 3000 Па).

Вентилятори випускають серіями, які складаються з геометрично подібних машин, різних за розмірами. Номер вентилятора відповідає зовнішньому діаметру його робочого колеса (в дециметрах).

Осьові вентилятори. Найпростіший осьовий вентилятор В-06-300, рис. 15.6, складається з робочого колеса, яке закріплене на втулці і насаджено на вал електродвигуна, і кожуха, призначення якого створювати напрямлений потік повітря. Зазор, який утворюється між кожухом і колесом не повинен перевищувати $1,5 \%$ від довжини лопатки, тому що великий зазор різко погіршує аеродинамічні якості вентилятора.

Осьовий вентилятор в порівнянні з радіальним створює при роботі вели-

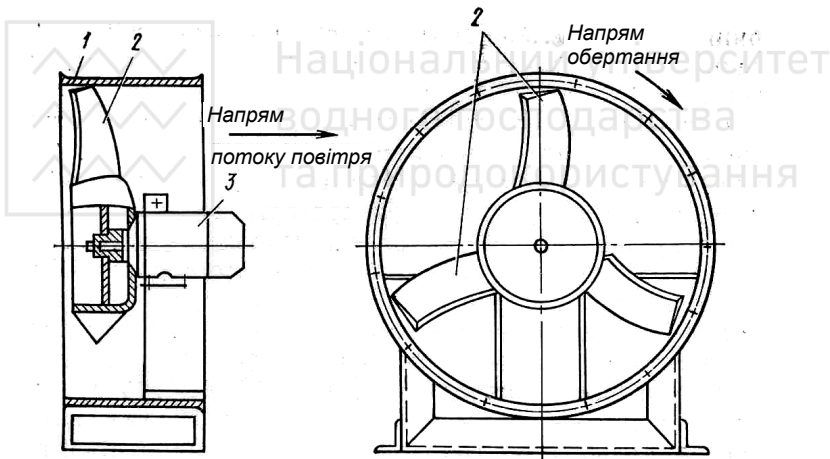
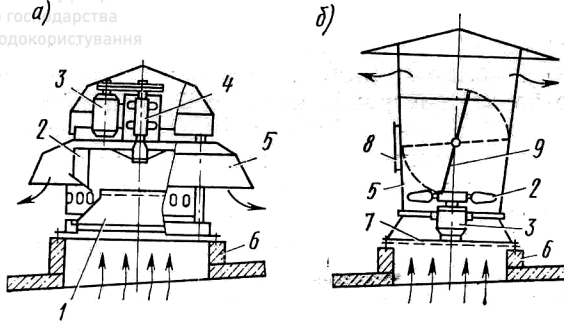


Рис. 15.6. Осьовий вентилятор: 1- корпус; 2-лопаті робочого колеса; 3- електродвигун

кий шум і не спроможний подолати при переміщенні повітря великі опори.

Дахові вентилятори являють собою вентиляційні агрегати, пристосовані для встановлення зовні приміщень на покриттях промислових і громадських будівель замість великої кількості витяжних шахт і аераційних ліхтарів.

Дахові вентилятори показані на рис. 15.7.



Рим. 15.7. Дахові вентилятори: а- радіальний ВКР-4; б- осьовий ЦЗ-04; 1- вхідний патрубок; 2- робоче колесо; 3- електродвигун 4- підшипник; 5- кожух; 6- залізобетонний стакан; 7- запобіжна решітка; 8- люк; 9- клапан, що сам відкривається.

15.4. Системи кондиціонування повітря (СКП)

Види СКП, схемні рішення і обладнання. Кондиціонування повітря відноситься до найбільш сучасних і технічно доцільних способів створення і підтримання в приміщеннях умов комфорту для людини і оптимальних параметрів повітряного середовища для виробничих процесів, що забезпечує тривале зберігання цінностей культури і мистецтва в громадських будівлях і ін. Кондиціонування повітря є великим досягненням науки і техніки в справі створення штучного клімату в закритих приміщеннях.

Комплекс технічних засобів, які слугують для потрібної обробки повітря (фільтрації, підігріву, охолодження, сушки і зволоження), переміщення його і розподілу в приміщеннях обслуговування, пристрої для погашення шуму, що викликається роботою обладнання, засоби автоматичного регулювання, контролю і управління, а також допоміжне обладнання складають систему кондиціонування повітря (СКП). Пристрій, в якому здійснюється потрібна теплова і волога обробка повітря і його очистка, називається *кондиціонером*.

За призначенням СКП поділяються на комфортні, технологічні і комфортно-технологічні.

В залежності від використання зовнішнього і рециркуляційного повітря розрізняють прямооточні, рис 15.8а; частково рециркуляційні, рис 15.8б-д і рециркуляційні, рис. 15.8е.

Особливістю систем кондиціонування повітря є наявність автоматики, яка забезпечує стійкий мікроклімат незалежно від зовнішніх і технологічних процесів, які проходять в приміщеннях.

Системи кондиціонування повітря поділяють на центральні і місцеві, цілорічні і сезонні. В центральних системах кондиціонування повітря кондиці-

онер, де відбуваються всі процеси обробки повітря, встановлюють зовні приміщень, і роздача повітря ведеться мережею повітроводів.

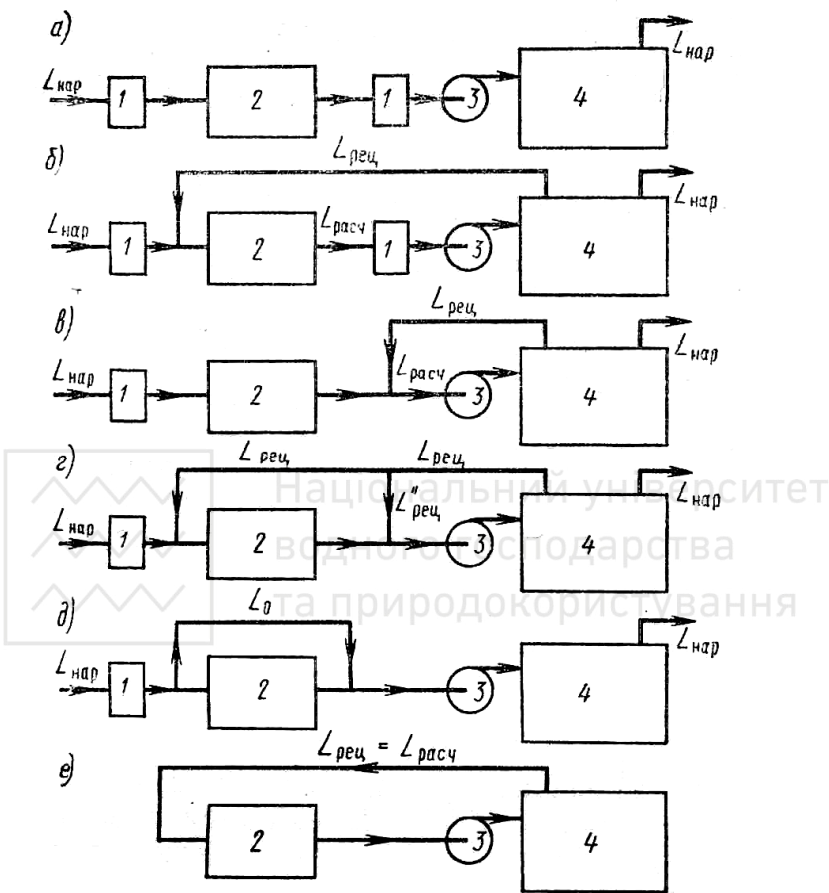


Рис. 15.8. Принципові схеми кондиціонування повітря: 1- секція підігріву; 2- камера зрошування; 3- вентилятор; 4- приміщення з кондиціонуванням повітря.

Центральні кондиціонери типу КТЦЗ (К- кондиціонер, Т- типовий, Ц- центральний, 3- третя модифікація конструкції) виготовляється Харківським машинобудівним заводом. Кондиціонер розрахований на номінальну подачу за повітрям 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200 і 250 тис. м³/год.

Розглянемо коротко основне обладнання, яке використовується в кондиціонері КТЦЗ-10, рис. 15 9.



Національний університет
водного господарства
та природознавства

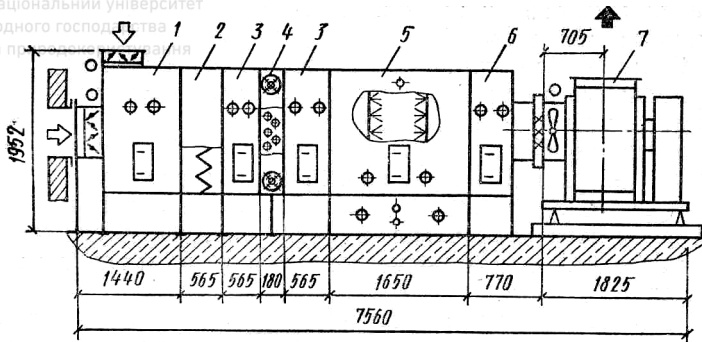


Рис. 15.9. Схема центрального кондиціонера КТЦЗ-10: 1- блок приймальний; 2- фільтр повітря; 3- камера обслуговування; 4- повітрянагрівник; 5- камера зрошення; 6- блок приєднання; 7- вентиляторний агрегат

Блок приймальний BCE-1 змішувального типу і призначений для приймання, регулювання, змішування і розподілу за живим перерізом об'єму суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря, що потрапляє в кондиціонер.

В якості *повітряного фільтра* застосовується фільтр ФР1-3, призначений для очищення повітря від атмосферного пилу при середньорічній запиленості повітря до 1 мг/м^3 і короткотермівовій запиленості до 10 мг/м^3 . Ефективність очищення повітря 88...90 %. Аеродинамічний опір фільтра 65 Па. Фільтруючий матеріал необхідно регенерувати за допомогою установки УР1-02А способом відмивки у воді і наступної сушки з метою повторного використання.

Камера обслуговування КО-3 призначена для формування повітряного потоку і обслуговування сусіднього обладнання в кондиціонері.

Повітрянагрівник ВН2-3 призначений для підігріву повітря до заданих параметрів. Теплоносієм слугує гаряча вода з температурою від 70 до 180°C і тиском до 1,2 МПа. Конструкція повітрянагрівника – трубчаста, двохрядна за повітрям і чотирьохрядна за теплоносієм. Аеродинамічний опір повітрянагрівника при номінальному режимі 63 Па, при максимальному 83 Па.

Камера зрошення ОКФ-3 являє собою пристрій, в якому здійснюється політропічний або адіабатичний процес теплової і вологої обробки повітря водою, що розбризкується для надання йому заданих температур і вологості. Зрошувальна система складається з двох стояків, які укомплектовані форсунками з широким факелом і з рівномірним розподілом води по колу розпилу, з діаметром соплового отвору 10 мм, що практично виключає їх засмічення. Аеродинамічний опір камери при нормальному режимі роботи складає 120 Па, при максимальному – 190 Па.

Блок приєднувальний БП1-3 забезпечує вхід обробленого в кондиціонері повітря в вентиляторний агрегат. Він складається з передньої і задньої стінок,

стелі, дна з опорами і перехідної стінки до вентилятора з м'якою вставкою, яка зменшує передачу вібрації від вентилятора до кондиціонера.

Вентиляторний агрегат типу ВЦ4-76-8 забезпечує переміщення повітря в кондиціонері і подачу його до місць споживання. Для регулювання подачі повітря використовується осьовий напрямний апарат з ручним або електроприводом.

Автономні кондиціонери знайшли широке розповсюдження для обслуговування житлових і адміністративних будівель. Це пояснюється перш за все простотою їх встановлення в робочому приміщенні, для чого потрібно тільки виконати отвір в рамі вікна, який рівний за висотою і шириною кожуху агрегату. Кожух закріплюється в отворі таким чином, що зовні виступає машинне відділення кондиціонера, яке включає герметичний холодильний компресор і повітряний конденсатор. В приміщення на глибину не більш 200 мм з вікна виступає відділення II для обробки повітря, рис. 15.10.

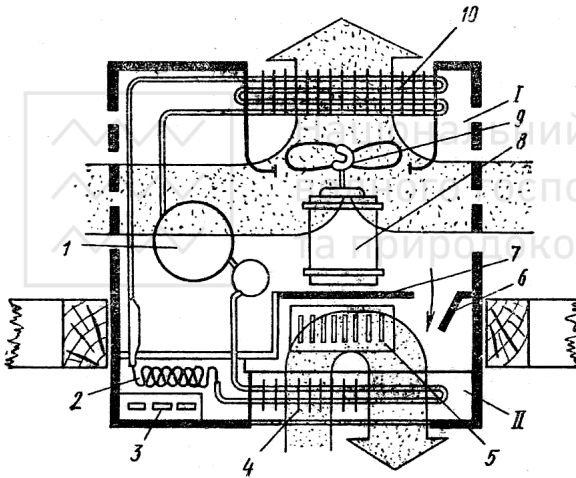


Рис. 15.10. Автономний кондиціонер віконного типу: I- машинне відділення; II- відділення обробки повітря; 1- герметичний компресор; 2- капілярна трубка; 3- пульт управління; 4- охолоджувач повітря – випарник; 5- колесо радіального вентилятора; 6- заслінка регулювання для надходження зовнішнього повітря; 7- перегородка; 8- електродвигун з валом, що має два консольних виходи; 9- колесо осьового вентилятора; 10- конденсатор повітряного охолодження

зимового періоду і охолоджує – для літнього. У відповідності з цим знаходять об'єм припливного повітря з урахуванням допустимих перепадів температур Δt , виявляють потужності нагрівальних і охолоджуючих пристроїв.

Віконний кондиціонер практично не займає корисної площі приміщення і потрібно лише підключити його до мережі однофазного струму. До віконного типу відносяться, наприклад, побутові кондиціонери БК1500, БК2000 і БК2500.

До недоліків кондиціонерів віконного типу відносять погіршення зовнішнього вигляду будівель при наявності великої кількості виступаючих з вікон машинних відділень.

На основі балансів тепла і вологи визначають теплове навантаження для

Визначити тиск, який розвиває при нормальних умовах ($\rho_{пов}=1,2 \text{ кг/м}^3$) відцентровий вентилятор низького тиску № 4 ($D_2 = 0,4 \text{ м}$) при кутовій швидкості обертання $\omega = 150 \text{ 1/с}$, якщо коефіцієнт тиску $\psi = 0,95$.

Дано:

$$\rho_{пов}=1,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$D_2 = 0,4 \text{ м};$$

$$\omega = 150 \text{ 1/с};$$

$$\psi = 0,95.$$

$$p = ?.$$

Розв'язання

1. Переносна швидкість на виході з робочого колеса

$$u_2 = \omega R_2 = \omega D_2/2 = 150 \cdot 0,4/2 = 30 \text{ м/с};$$

2. Тиск вентилятора

$$p = \psi \rho_{пов} u_2^2 = 0,95 \cdot 1,2 \cdot 30^2 = 1026 \text{ Н/м}^2 = 1026 \text{ Па}.$$

Відповідь: $p = 1026 \text{ Па}$.

Задача 15.2.

Визначити потужність вентилятора, якщо підрахована для чистого повітря при витраті $L_{пов} = 5000 \text{ м}^3/\text{год}$ втрата тиску в мережі $p_{пов} = 1200 \text{ Па}$, а вагова концентрація суміші $\mu = 0,2$.

Дано:

$$L_{пов} = 5000 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$p_{пов} = 1200 \text{ Па};$$

$$\mu = 0,2.$$

$$N_{сум} = ?.$$

Розв'язання

1. Втрати тиску в мережі при засміченні повітря механічними домішками можна визначити за формулою

$$p_{сум} = p_{пов}(1 + K\mu).$$

де за даними Калінушкіна М.П. $K = 1,4$.

$$p_{сум} = 1200(1 + 1,4 \cdot 0,2) = 1536 \text{ Па. і } L_{сум} = L_{пов} = 5000 \text{ м}^3/\text{год};$$

2. Таким даним відповідає відцентровий пиловий вентилятор типу

ЦП4-40 №6 при кутовій швидкості обертання $\omega = 145 \text{ 1/с}$ і коефіцієнтом корисної дії $\eta = 0,56$.

Потужність на робочому колесі з урахуванням механічних домішок визначається за формулою

$$N_{сум} = N_{пов}(1 + K'\mu), \text{ де за даними Калінушкіна М.П. } K' = 1.$$

$$N_{пов} = \frac{Lp}{1000\eta} = \frac{5000 \cdot 1536}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,56} = 3,8 \text{ кВт}.$$

$$N_{сум} = 3,8(1 + 0,2) = 4,56 \text{ кВт}.$$

Відповідь: $N_{сум} = 4,56 \text{ кВт}$.

Задача 15.3.

Визначити повітрообмін L для зали зборів $z=200$ чоловік з умови боротьби з CO_2 при наступних даних: кількість CO_2 , яке виділяється однією людиною, $G_1=25 \text{ л/год}$, допустимий вміст CO_2 в приміщенні $x_2 = 2 \text{ л/м}^3$, вміст CO_2 в припливному повітрі $x_1 = 0,6 \text{ л/м}^3$.

Дано:

$$z=200;$$

$$G=23 \text{ л/год};$$

$$x_2 = 2 \text{ л/м}^3;$$

Розв'язання

1. Повітрообмін визначається з умови видалення з приміщення надлишкової вуглекислоти за формулою:

$$x_1 = 0,6 \text{ л/м}^3; \quad L = G/(x_2 - x_1) = zG_I/(x_2 - x_1) = 200 \cdot 25/(2 - 0,6) = 3571 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$L = ?$$

Відповідь: $L = 3571 \text{ м}^3/\text{год.}$

Задача 15.4.

Виробниче приміщення об'ємом $V = 2300 \text{ м}^3$, в якому працюють 80 чоловік, повинно мати температуру повітря $t_{нов} = 21^\circ\text{C}$ і відносну вологість $\varphi = 50\%$. Надлишок наявного тепла складає $Q_n = 100000 \text{ кДж/год.}$ Виділення вологи $W = 38 \text{ кг/год.}$ Виділення парів ацетону $z = 900 \text{ г/год.}$ Місцеві відсмоктування складають $6000 \text{ м}^3/\text{год.}$ Інфільтрація повітря з сусідніх приміщень і ззовні становить $G_i = 1000 \text{ кг/год.}$ Визначити необхідну продуктивність кондиціонера G , якщо він розташований на відстані 30 м від приміщення, вологовміст припливного повітря $d_{np} = 5,3 \text{ г/кг}$; робоча різниця температур $\Delta t_p = 6^\circ\text{C}$. Визначити також мінімальну витрату зовнішнього повітря $G_{зов}$.

Дано:

$$V = 2300 \text{ м}^3;$$

$$Z_{прац} = 80 \text{ чол.};$$

$$t_{нов} = 21^\circ\text{C};$$

$$\varphi = 50\%;$$

$$Q_n = 10 \cdot 10^4 \text{ кДж/год.};$$

$$W = 38 \text{ кг/год.};$$

$$z = 900 \text{ г/год.};$$

$$G_{від} = 6000 \text{ м}^3/\text{год.};$$

$$G_i = 1000 \text{ кг/год.};$$

$$L = 30 \text{ м.};$$

$$d_{np} = 5,3 \text{ г/кг.}$$

$$\Delta t_p = 6^\circ\text{C.}$$

$$G = ?; G_{зов} = ?$$

Розв'язання

1. Визначаємо необхідну витрату припливного повітря за різними шкідливостями:

- за надлишком тепла

$$G_{нов} = \frac{Q_n}{\Delta t_p} = \frac{100000}{6} = 16670 \text{ кг/год.}$$

- за виділенням вологи

$$G_{нов} = \frac{W}{d_{нов} - d_{np}} = \frac{38}{7,8 - 5,3} \cdot 1000 = 15200 \text{ кг/год.};$$

тут $d_{нов} = 7,8 \text{ г/кг}$ з діаграми $h-d$ вологого повітря при температурі $t_{нов} = 21^\circ\text{C}$ і відносній вологості $\varphi = 50\%$;

- за умови розчинення парів ацетону при $z_{нов} = 0,2 \text{ г/кг}$ -

- допустима концентрація ацетону в повітрі і $z_{np} = 0$ - концентрація ацетону в припливному повітрі.

$$G_{нов} = \frac{z}{z_{нов} - z_{np}} \rho_{нов} = \frac{900}{0,2 - 0} \cdot 1,2 = 5400 \text{ кг/год.};$$

- на компенсацію місцевих відсмоктувань повітря

$$G_{нов} = G_m + G_i = 6000 \cdot 1,2 + 1000 = 8200 \text{ кг/год.}$$

Витрату припливного повітря приймаємо за більшою витратою, тобто за надлишком тепла $G_{нов} = 16670 \text{ кг/год.}$

2. Визначаємо мінімальну витрату зовнішнього повітря $G_{зов}$ за санітарними нормами. Об'єм приміщення на одного працюючого складає

$$V/Z_{прац} = 2300/80 = 28,75 \text{ м}^3/\text{чол.}$$

Норма подачі зовнішнього повітря повинна бути $20 \text{ м}^3/(\text{год.чол.})$, тоді

$$G_{зов} = 20 \cdot 80 \cdot 1,2 = 1920 \text{ кг/год.}$$

За газовими шкідливостями $G_{зов} = 5400 \text{ кг/год.}$; за місцевими відсмоктуваннями $G_{зов} = 8200 \text{ кг/год.}$ Приймаємо $G_{зов} = 8200 \text{ кг/год.}$



Національний університет

3. Продуктивність кондиціонера

$$G = k G_{нов} = 1,1 \cdot 16670 = 18333 \text{ кг/год};$$

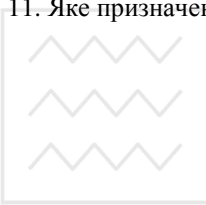
з них зовнішнього повітря

$$G_{зов} = 1,1 \cdot 8200 = 9020 \text{ кг/год.}$$

Відповідь: $G = 18333 \text{ кг/год}; G_{зов} = 9020 \text{ кг/год.}$

Контрольні питання

1. Які шкідливі виділення є в житлових і громадських будівлях?
2. Що таке гранично допустима концентрація забруднення?
3. Що розуміють під повітрообміном і кратністю повітрообміну?
4. Як виконується вибір розрахункового значення повітрообміну?
5. Якою може бути вентиляція за способом організації повітрообміну?
6. Які основні елементи припливних і витяжних систем вентиляції?
7. Які типи вентиляторів застосовують в системах вентиляції?
8. Що розуміють під місцевою припливною вентиляцією?
9. Для чого слугують системи кондиціонування повітря?
10. Які існують різновиди СКП?
11. Яке призначення і принцип роботи основного обладнання СКП?



Національний університет
водного господарства
та природокористування



16.1. Класифікація палива

Паливом називаються горючі речовини, які економічно доцільно використовувати для отримання значної кількості теплової енергії. Основним його видом є органічне паливо, яке утворилося з залишків рослинного і тваринного походжень під тиском і без доступу повітря на протязі тривалого проміжку часу.

За агрегатним станом паливо можливо розділити на тверде, рідке і газоподібне, а за способом отримання – на природне, яке добувається з надр землі, і штучне, що отримується шляхом хімічної або механічної переробки природного палива, табл. 16.1.

Таблиця 16.1.

Загальна класифікація палива

Агрегатний стан палива	Природне	Штучне
Тверде	Дрова, торф, буре вугілля, кам'яне вугілля, напівантрацит, антрацит, горючі сланці	Деревинне вугілля, кокс, напівкокс, брикети, термоантрацит і ін.
Рідке	Нафта	Продукти перегонки і переробки нафти (мазут, бензин, гас, лігроїн, солярове масло, і інші продукти)
Газоподібне	Природний газ, нафтопромисловий (супутній) газ	Гази: доменний, генераторний, коксовий, підземної газифікації твердого палива, гази піролізу, крекінгу

Додатково паливо може класифікуватися по теплостійкості, виходу летких речовин, вмісту вологи, золи, характеристиці коксового залишку, по виду використання і ін.

16.2. Елементарний склад палива

Паливо у тому вигляді, в якому воно спалюється, тобто потрапляє в топку, називається „робочим паливом”. В склад робочого палива (твердого і рідкого) входять наступні компоненти: вуглець С, водень Н, кисень О, азот N, сірка S, зола А і волога W. В склад газоподібного палива входять: окис вуглецю CO, метан CH₄, сірководень H₂S і вуглеводневі сполуки типу C_nH_{2m}.



Елементарний склад палива може бути заданий робочою, сухою, горючою і органічною масами. Елементарний склад палива задається в відсотках за масою і може бути представлений в наступних рівностях:

робоча маса

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 100 \%;$$

суха маса

$$C^C + H^C + O^C + N^C + S_{л}^C + A^C = 100 \%;$$

горюча маса

$$C^e + H^e + O^e + N^e + S_{л}^e = 100 \%;$$

органічна маса

$$C^o + H^o + O^o + N^o = 100 \%;$$

де C^P , C^C , C^e , C^o – вміст вуглецю, що входить в склад відповідно робочої, сухої, горючої і органічної мас палива; H^P , H^C , H^e , H^o – вміст водню; O^P , O^C , O^e , O^o – вміст кисню; N^P , N^C , N^e , N^o – вміст азоту; S^P , $S_{л}^C$, $S_{л}^e$ – вміст сірки; A^P , A^C , W^P – вміст золи і вологи.

Сірка в твердому паливі поділяється на органічну $S_{ор}$, піритну (колчеданову $S_{п}$ або $S_{к}$) і сульфатну S_c . Перші два види беруть участь у горінні і відносяться до сірки горючої $S_{ор-п}^e$ або леткої $S_{л}^e$; сульфатна сірка повністю переходить в золу і вміст її в паливі незначний.

Важливою складовою палива є вуглець. При повному згорянні 1 кг вуглецю виділяється 34100 кДж тепла. Чим більше вологи в паливі, тим менше горюча частина в одиниці маси.

Негорючі мінеральні домішки є баластом палива. Твердий горючий продукт повного окислення і розкладання усіх мінеральних домішок палива називається *золою*. Якість золи в продуктах згоряння і її кількість враховується при використанні палива. Зола після розкладання і плавлення перетворюється в спечену масу, яка називається *жужель* (шлак).

Важливим показником якості палива є вихід летючих речовин і характеристика коксу. В склад летючих речовин, які виділяються з палива при нагріванні, входять гази - окис вуглецю, водень, вуглеводень, азот, кисень, вуглекислий газ і ін.

Вихід летких речовин визначають в відсотках до безводної і беззольної (горючої) маси палива:

$$V^r = V^a [1000 / (1000 - A^a - W^a)],$$

де V^a , A^a , W^a – відповідно вихід летких речовин, вміст золи і вологи в паливі на аналітичну пробу в відсотках.

Чим більше вихід летких речовин, тим легше загоряється паливо.



16.3. Теплота згоряння палива

Теплотою згоряння називають кількість тепла, яке виділяється при повному згорянні 1 кг твердого (рідкого) або 1 м³ газоподібного палива.

Теплоту згоряння позначають буквою Q , верхні індекси відповідають масовій складовій, яка приймається до розрахунку (Q^o , Q^r , Q^a , Q^c , Q^p), нижній індекс для вищої (Q_g) або нижчої (Q_n), наприклад, Q_g^p , Q_n , і ін.

Теплота згоряння вища більша, ніж теплота згоряння нижча на кількість теплоти, яка витрачається на випаровування вологи робочої маси палива і вологи, що отримується при згорянні водню, який входить в склад палива.

При відомому елементарному складі (%) твердого і рідкого палива теплоту згоряння визначають, кДж/кг

$$Q_g^p = 339C^p + 1256H^p - 109(O^p - S_n^p); \quad (16.1)$$

$$Q_n^p = 339C^p + 1031H^p - 109(O^p - S_n^p) - 25W^p. \quad (16.2)$$

Співвідношення між вищою і нижчою теплотою згоряння:

$$Q_g^p = Q_n^p + 225 H^p + 25 W^p. \quad (16.3)$$

Нижча теплота згоряння газоподібного палива, кДж/м³ за сухим об'ємним складом, який виражений в (%), визначається із співвідношення.

$$Q_n^c = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 591C_2H_4 + 860C_3H_6 + 1135C_4H_8 + 1412C_5H_{10} + 1403C_6H_6 + 235H_2S. \quad (16.4)$$

Якщо в склад газу входять невідомі вуглеводи, які не увійшли у формули, то їх суму додають до вмісту C_2H_4 у паливі.

16.4. Умове паливо. Характеристики палива

Для зручності розрахунків і порівняння теплоти згоряння різних видів палива використовують поняття „умвне паливо”. Умовним прийнято вважати паливо, нижча теплота згоряння якого за робочою масою дорівнює 29300 кДж/кг

Для перерахунку натурального палива в умвне, використовують тепловий еквівалент палива

$$E = Q_n^p / 29300. \quad (16.5)$$

Витрати умовного палива знаходять за формулою

$$B_y = B \cdot E, \quad (16.6)$$

де B – витрата натурального палива.

Тверде паливо. До твердого палива відносять дрова, торф, горючі сланці і вкопне вугілля.

Деревина. До позитивних якостей деревини можливо віднести невелику зольність, довге полум'я і легке займання внаслідок великого виходу легких речовин.



Теплота згоряння палива

Паливо	$Q_n^p \cdot 10^{-4}$, кДж/кг	Паливо	$Q_n^p \cdot 10^{-4}$, кДж/м ³
Деревина	1,05-1,47	Газ	4,40-4,60
Торф	0,84-1,05	Бензин	4,40-4,70
Буре вугілля	0,63-1,09	Природний газ	2,70-3,80
Кам'яне вугілля	2,10-3,00	Нафтовий газ, отри- маний при добуванні	
Антрацит	2,70-3,10	нафти	4,20-7,10
Горючі сланці	0,73-1,05	Коксовий газ	1,50-2,10
Деревинне ву- гілля	3,00-3,40	Доменний газ	0,31-0,41
Напівкокс	2,50-3,10	Генераторний газ	0,46-0,71
Кокс	2,80-3,10	Водяний газ	1,05-1,17
Нафта	4,30-4,60		
Мазут	4,00-4,55		

В теперішній час деревину використовують як будівельний матеріал і сировину для хімічного виробництва, а як дрова деревину спалюють лише в невеликих котельнях, що розташовані далеко від залізничного транспорту, де крім деревини і дров'яних відходів нема інших видів палива.

Торф. Торф утворюється з болотних рослин під водою без доступу повітря. Він залягає неглибоко від поверхні землі шарами товщиною до 10 м.

В одних і тих же відкладах зустрічається торф з різним ступенем розкладання: від свіжої майже не розкладеної волокнистої речовини до темно-бурої маси готового торфу.

Розкладання торфу - це процес його науглецювання. Чим вище ступень розкладання, тим більше в ньому вміщується вуглецю і, отже, вище його теплотворна здатність.

Торф є місцевим паливом. Транспортувати його недоцільно, тому що він вміщує до 50 % вологи і до 11 % мінеральних домішок; при перевезенні він кришиться, легко зволожується, а промерзлий і вивітрілий торф розсипається. Підприємство, яке використовує торф як паливо, необхідно будувати поблизу торфородовищ.

Торф доцільно газифікувати. Вихід летких на горючу масу палива доходить до 70 %. Отримане газове паливо зручне для транспортування і спалювання.

Горючі сланці. Старовинний торф має велику подібність до викопного вугілля. Тому його називають горючими сланцями або сланцевим вугіллям.

Горючі сланці легко запалюються і горять довгим чадним полум'ям. При сухій перегонці вони розкладаються на кокс, смолу і супутні продукти перегонки, які підлягають подальшій переробці. Горючі сланці є цінним місцевим



Викопне вугілля. Головним видом природного твердого палива є викопне вугілля. Воно утворилося з дерев і рослин далекого кам'яновугільного періоду. За геологічним віком викопне вугілля поділяється на буре, кам'яне і антрацит. В міру зростання геологічного віку в ньому підвищується вміст вуглецю, а отже, підвищується і його теплотворна здатність.

Буре вугілля залягає під землею неглибоко. Іноді розробка ведеться відкритим способом. Вугілля має вид темної блискучої маси і іноді зберігає будову деревини.

Буре вугілля вміщує до 50 % вологи на робочу масу палива і до 30 % мінеральних домішок на суху масу. Вихід летких на горючу масу доходить до 45 %.

Буре вугілля відносять до низькосортного палива. Воно не коксується, механічно неміцне і дає велику кількість крихти. Буре вугілля є місцевим енергетичним паливом.

Кам'яне вугілля майже завжди залягає глибоко під землею, тому його добування пов'язане з підземними роботами. Кам'яне вугілля вміщує від 75 до 93 % вуглецю. Вологість робочого палива коливається від 4 до 12 %, зольність на суху масу від 6 до 30 %, вихід летких від сухої маси від 10 до 45 %.

Кам'яне вугілля, що має довге полум'я і не коксується, є енергетичним паливом, а те, що коксується, - металургійним.

Антрацит є найстародавнішим викопним вугіллям. Він характеризується високою густиною і тому має низьку робочу вологість (від 4 до 6 %), зольність від сухої маси 14...18 %, вихід летких від 4 до 7 %.

Рідке паливо.

Природне. Природним рідким паливом є нафта. Проте в натуральному вигляді в якості палива її не застосовують. Густина нафти залежить від кількості вміщених в ній смолистих речовин, низько киплячих фракцій і розчиненого повітря. Питома вага смолистих речовин більше одиниці (1,01...1,07), отже, чим більше в нафті вміщується смолистих речовин, тим вона важча. Легкі нафти з питомою вагою 0,77...0,8 складаються в основному з фракцій бензину і гасу або вміщують в своєму складі розчинений газ.

Штучне. В результаті переробки нафти і твердого палива отримують усі види рідкого палива. Для карбюраторних двигунів – бензин, лігроїн, гас; для дизельних – газойль і солярове масло; для реактивних – фракції гасу і газойля. Мазут використовують як котельне, так і моторне паливо.

Газоподібне паливо.

Природне. Природний газ зустрічається в багатьох місцях земної кулі. Запаси газового палива в деяких покладах досягають сотень мільярдів кубічних метрів. Його добувають не тільки з газових свердловин, але й як супутній



продукт при добуванні нафти. Такий природний газ називають супутнім нафтовим газом.

Основною складовою частиною природного газу є метан CH_4 . Природний газ має високу теплоту згоряння. Його використовують в якості палива для промислових печей, автотранспорту, а також для побутових потреб.

Частину природного газу хімічно переробляють для отримання рідкого палива, технологічного газу, хімічної сировини.

Штучне. Штучне газове пальне (коковий, мазутний, генераторний газ) отримують при переробці нафти і природного твердого палива, а також в якості супутнього продукту в деяких галузях промислового виробництва, як, наприклад, в доменному.

Доменний газ утворюється в доменних печах при виплавлянні чавуну. Приблизно половина отриманого газу витрачається на власні потреби доменної печі. Друга половина газу може бути використана в якості палива.

Приклади розв'язання задач

Задача 16.1.

Визначити вищу теплоту згоряння робочої маси, приведену вологість, приведену зольність, приведену сірчистість і тепловий еквівалент донецького вугілля марки Т, якщо відомі наступні величини: $Q_n^p = 24365$ кДж/кг; $H^p = 3,1\%$; $S_n^p = 2,8\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$.

Дано:

$$Q_n^p = 24365 \text{ кДж/кг};$$

$$H^p = 3,1\%;$$

$$S_n^p = 2,8\%;$$

$$A^p = 23,8\%;$$

$$W^p = 5,0\%.$$

$$Q_6^p = ?; W_{np} = ?;$$

$$A_{np} = ?; S_{np} = ?; E = ?$$

Розв'язання

1. Вищу теплоту згоряння робочої маси палива визначаємо за формулою (16.3)

$$Q_6^p = Q_n^p + 225 H^p + 25 W^p = 24365 + 225 \cdot 3,1 + 25 \cdot 5 = 25187 \text{ кДж/кг.}$$

2. Приведена вологість палива

$$W_{np} = 4190 W^p / Q_n^p = 4190 \cdot 5 / 24365 = 0,86 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж.}$$

3. Приведена зольність палива

$$A_{np} = 4190 A^p / Q_n^p = 4190 \cdot 23,8 / 24365 = 4,09 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж.}$$

4. Приведена сірчистість

$$S_{np} = 4190 S_n^p / Q_n^p = 4190 \cdot 2,8 / 24365 = 0,481 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж.}$$

5. Тепловий еквівалент палива знаходимо за формулою (16.5)

$$E = Q_n^p / 29300 = 24365 / 29300 = 0,83.$$

Відповідь: $Q_6^p = 25187$ кДж/кг; $W_{np} = 0,86$ кг·%·10⁻³/кДж;

$$A_{np} = 4,09 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}; S_{np} = 0,481 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}; E = 0,83.$$

Задача 16.2.

Визначити нижчу теплоту згоряння природного газу наступного складу (в відсотках за об'ємом): CH_4 -84,5; C_2H_6 -3,8; C_3H_8 -1,9; C_4H_{10} -0,9; C_5H_{12} -0,3; CO_2 -0,8; N_2 -7,8.

Дано: **Розв'язання**

CH_4 -84,5%;
 C_2H_6 -3,8%;
 C_3H_8 -1,9%;
 C_4H_{10} -0,9%;
 C_5H_{12} -0,3%;
 CO_2 -0,8%;
 N_2 -7,8%.

1. Нижча теплота згоряння газоподібного палива, kJ/m^3 , за сухим об'ємним складом, який виражений в (%), визначається із співвідношення.

$$Q_n^c = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 591C_2H_4 + 860C_3H_6 + 1135C_4H_8 + 1412C_3H_{10} + 1403C_6H_6 + 235H_2S.$$

Якщо в склад газу входять невідомі вуглеводи, які не

$$Q_n^p = ?$$

увійшли у формули, то їх суму додають до вмісту C_2H_4 у паливі.

$$Q_n^c = 358 \cdot 84,5 + 638 \cdot 3,8 + 913 \cdot 1,9 + 1187 \cdot 0,9 + 1461 \cdot 0,3 = 35916 \text{ кДж/м}^3.$$

Відповідь: $Q_n^c = 35916 \text{ кДж/м}^3.$

Контрольні питання

1. Що називається паливом?
2. Який елементарний склад твердого палива?
3. Які основні елементи входять в основну масу палива?
4. Що відноситься до баласту палива?
5. Що таке теплота згоряння палива?
6. Яка різниця між теплою згоряння палива вищою і нижчою?
7. Що таке умовне паливо?
8. Як виконується перерахунок витрат натурального палива в умовне?



17.1. Процеси горіння палива

Горіння палива представляє собою хімічний процес з'єднання горючих речовин палива з киснем повітря, який супроводжується інтенсивним виділенням теплоти.

Процеси горіння поділяють на гомогенні і гетерогенні. Якщо паливо і окислювач (кисень) знаходяться у газоподібному стані і утворюють гомогенну суміш, то горіння здійснюється в об'ємі і називається *гомогенним*. При гетерогенному горінні паливо і окислювач знаходяться в різних агрегатних станах, реакція відбувається на поверхні розділу фаз: твердої, рідкої і газоподібної.

В залежності від швидкості розповсюдження полум'я розрізняють нормальне горіння і горіння з вибухом. При нормальному горінні швидкість розповсюдження полум'я дорівнює 15...25 м/с, а при вибуховому горінні 2000...3000 м/с.

Процес горіння палива умовно можна поділити на дві стадії: займання і наступне горіння. Щоб паливо почало горіти, його необхідно нагріти до певної температури, яка називається температурою *займання*. При цьому паливо займається без дії стороннього джерела горіння, таблиця 17.1.

Таблиця 17.1
Температура займання палива

Паливо	Температура займання, °С	Паливо	Температура займання, °С
Кам'яне вугілля	225-375	Бензин	415
Буре вугілля, дрова	350-450	Бензол	520
Сухий торф	225-300	Генераторний газ	700-800
Деревинне вугілля	350-375	Метан (CH ₄)	650-700
Кокс і антрацит	650-700	Окис вуглецю (CO)	650-720
Керосин	380	Вуглеводні важкі (C _n H _m)	600-800

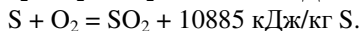
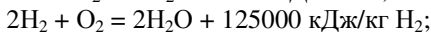
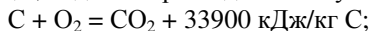
Схематично процес горіння представляють наступним чином. При нагріванні палива до температури займання починається розклад горючої маси на складові елементи, які потім окислюються киснем і виділяють теплоту. Від цієї теплоти нагрівається маса близько розташованого палива, в якому також починається розклад горючої маси на складові елементи. Таким чином, вся маса палива, яка знаходиться в топці, починає горіти.

Інтенсивність горіння, тобто реакція окислення, суттєво залежить від концентрації речовин і їх температури. При низьких температурах в реакцію

окислення вступає невелика кількість молекул. Коли ж реагуючі речовини нагріваються до температури займання, реакція окислення йде інтенсивно.

Для безперервного горіння палива необхідно, щоб температура горіння була не нижче температури займання. В протилежному випадку процес горіння припиниться.

Горіння може бути повним і неповним. *Повним горінням* називають процес окислення горючих елементів палива киснем, при якому виділяються продукти, які неспроможні горіти в подальшому. Наприклад, повне горіння вуглецю, водню і сірки йде за наступними реакціями:



Таким чином, при повному згорянні вуглецю, водню і сірки виділяється теплота і утворюється вуглекислий газ (CO_2), вода (H_2O) і сірчаний газ (SO_2). При цьому продукти горіння вміщують також азот N_2 .

Неповним горінням називають процес окислення горючих елементів палива киснем, при якому отримуються продукти, які спроможні повторно горіти, а при наявності кисню, з виділенням порівняно великої кількості теплоти. Так, неповне горіння вуглецю йде по реакції $2C + O_2 = 2CO + 9900 \text{ кДж/кг C}$. Тобто при такому горінні виділяється в три рази менше теплоти, ніж при повному горінні. В зв'язку з цим на практиці процес спалювання палива намагаються вести так, щоб згорання його горючої маси було повним.

Однією з умов повного згорання є підвід до палива такої кількості повітря, щоб вміст кисню в ньому був достатнім для повного згорання горючих елементів палива. Якщо до палива підвести повітря значно більше, то процес горіння буде проходити при пониженій температурі і інтенсивність горіння зменшиться із-за нагрівання надлишкової кількості повітря.

Спосіб спалювання палива відображується тільки на спалюванні твердого палива. При цьому розрізняють такі способи: горіння в шарі кускового матеріалу, горіння в факелі пілоподібного палива і горіння в вихровій камері і горіння в складі водо-паливної суспензії (*шаровий, факельний, вихровий і суспензійний способи*).

Газоподібне і рідке паливо спалюють тільки в факелах. Для факельного спалювання палива важливим є спосіб підведення повітря. Повний час згорання τ визначається часом утворення суміші τ_0 (час дифузійного процесу) і часом протікання хімічної реакції горіння τ_k (час кінетичного горіння).

По переважаючих в часі процесах розглядаємо горіння: при $\tau_0 \gg \tau_k$ і $\tau_0 \approx \tau$ - дифузне; при $\tau_k \gg \tau_0$ і $\tau_k \approx \tau$ - кінетичне. Процес горіння буде змішаним, якщо τ_0 і τ_k спільномірні.

При подачі палива у топку перед зоною горіння паливо змішується із первинним повітрям, а безпосередньо у зоні горіння із вторинним повітрям.

До процесів горіння відносяться ще декілька понять.

Механічна міцність палива – визначає можливість твердого палива без сплюснення і подрібнення витримувати вагу 8...10 метрового шару шихти.

Схильність до самозаймання – це здатність деяких видів палива до самостійного прискорення хімічних реакцій окислення в певних умовах зберігання і транспортування (характерно для бурого вугілля, сланців та деяких видів низькоякісного кам'яного вугілля).

Температура спалаху – температура, при якій рідке паливо займається у присутності джерел горіння.

Самозаймання горючої суміші – це процес самостійного займання одночасно всього об'єму суміші при нагріві її до певної температури.

Запалювання – це процес займання горючої суміші в точці дії високотемпературного джерела запалювання із наступним самостійним розповсюдженням полум'я по всьому об'єму.

Детонація – процес вибухоподібного горіння палива, який супроводжується нестійкою роботою двигуна, падінням потужності та руйнуванням деталей.

Температура горіння палива поділяється на калоричну, теоретичну і дійсну.

Калоричною температурою горіння T_k називають таку температуру, до якої нагрілись би продукти повного згоряння, якби вся теплота згоряння палива і теплота повітря, що подається в зону горіння, пішла б на їх нагрів.

Теоретична температура горіння T_t відрізняється від калоричної витратами тепла на ендотермічні реакції дисоціації CO_2 і H_2O . Оскільки при температурі 1000...1500°C ступінь дисоціації CO_2 і H_2O незначний, то приймають $T_t \approx T_k$.

Дійсна температура горіння T_d відрізняється від теоретичної на величину втрат тепла у топковому пристрої.

Відношення дійсної температури горіння до теоретичної називається пірометричним коефіцієнтом:

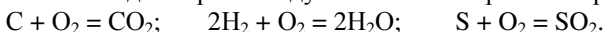
$$\eta_p = T_d / T_t. \quad (17.1)$$

При використанні низькоякісного палива для підвищення T_d найчастіше використовують підігрів повітря, яке йде на горіння, збагачення його киснем, а також підігрів палива.

Для підтримання безперервності протікання процесу горіння палива необхідно дотримуватися певних умов. До них відносяться: безперебійний підвід окислювача до палива, інтенсивне перемішування і відвід продуктів горіння.

17.2. Необхідна кількість повітря для спалювання палива. Коефіцієнт надлишку повітря

Паливо горить в результаті хімічних реакцій окислення його горючої частини киснем повітря. Горінню передують термічне розкладання. Розрахунок кількості кисню для горіння ведуть за стехіометричними реакціями:



Національний університет
та природознавства
Наприклад: для реакції $C + O_2 = CO_2$ записують
 $12 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44 \text{ кг } CO_2$.

Для повного згоряння 1 кг вуглецю C необхідно μ_{O_2}/μ_C кг кисню O_2 , де μ_{O_2} і μ_C – відповідно молекулярна маса кисню та вуглецю. В 1 кг палива міститься вуглецю $C^P/100$. Тоді для повного згоряння вуглецю, який міститься в 1 кг робочого палива, необхідно кисню $(\mu_{O_2}/\mu_C)(C^P/100)$ кг. Аналогічно отримаємо $(\mu_{O_2}/\mu_S)(S^P/100)$ і $(\mu_{O_2}/\mu_{H_2})(H^P/100)$ кг кисню для горіння сірки і водню.

В складі робочого палива міститься $O_2/100$ кг кисню і тому кількість кисню O_2 необхідна для спалювання 1 кг робочого палива дорівнює:

$$G_{O_2} = \left[\left(\frac{\mu_{O_2}}{\mu_C} \right) \left(\frac{C^P}{100} \right) + \left(\frac{\mu_{O_2}}{\mu_S} \right) \left(\frac{S^P}{100} \right) + \left(\frac{\mu_{O_2}}{2\mu_{H_2}} \right) \left(\frac{H^P}{100} \right) \right] - \frac{O^P}{100}. \quad (17.2)$$

В атмосферному повітрі міститься близько 21 % кисню, тоді об'єм повітря V_T теоретично необхідного для спалювання 1 кг робочого палива становить:

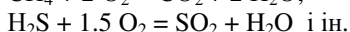
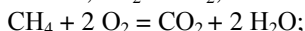
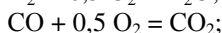
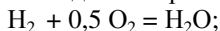
$$V_T^o = \left(\frac{G_{O_2}}{\rho_o} \right) \left(\frac{100}{21} \right) = \left[\left(\frac{100}{21} \right) \left(\frac{1}{100} \right) \left(\frac{\mu_{O_2}}{\rho_o} \right) \right] \cdot \left[\left(\frac{C^P}{\mu_C} \right) + \left(\frac{S^P}{\mu_S} \right) + \left(\frac{H^P}{2\mu_{H_2}} \right) - \left(\frac{O^P}{\mu_{O_2}} \right) \right], \quad (17.3)$$

де ρ_o – густина повітря при нормальних фізичних умовах, $\rho_o = 1,253 \text{ кг/м}^3$.

З урахуванням числових значень, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_T^o = 0,089 C^P + 0,265 H^P + 0,033(S^P - O^P). \quad (17.4)$$

Для газоподібного палива витрати повітря V^o визначають, виходячи з об'ємних долей горючих компонентів та стехіометричних реакцій:



Теоретична кількість повітря, яка необхідна для спалювання 1 м^3 газу, визначається за формулою, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^o = 0,0476[0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2]. \quad (17.5)$$

При згорянні суміші двох твердих, рідких або газоподібних палив теоретичний об'єм сухого повітря визначається за формулою:

$$V_{cm}^o = b_1 V_1^o + (1-b_1) V_2^o, \quad (17.6)$$

де b_1 – масова доля одного з палив у суміші.

Кількість повітря V^o , яка розрахована за стехіометричними рівняннями називається *теоретично необхідною*.

При спалюванні палива частина кисню повітря не встигає вступити в реакцію окислення, тому для забезпечення повного згоряння палива необхідно до нього підводити повітря з деяким надлишком в порівнянні з теоретично необхідною кількістю. Відношення дійсної кількості повітря V_o , яке подається в топку, до теоретично необхідного V^o називають *коефіцієнтом надлишку (зайвини) повітря*

$$\alpha = V_o / V^o. \quad (17.7)$$

Величина α залежить від типу палива, способу спалення і конструктивних особливостей топкового обладнання. Переважно $\alpha > 1$. На практиці приймають наступні значення α : для пилоподібного і газоподібного палива $\alpha = 1,05 \dots 1,15$; для рідкого палива (мазут, нафта і ін.) $\alpha = 1,2 \dots 1,25$; для твердого палива $\alpha = 1,5 \dots 3,5$. Для двигунів: дизельні стаціонарні, судові і тепловозні $\alpha = 1,3 \dots 2$; бензинові автомобільні $\alpha = 0,9 \dots 1,5$; бензинові авіаційні $\alpha = 0,85 \dots 1,1$; бензинові тракторні $\alpha = 1 \dots 1,1$; газові $\alpha = 1,15 \dots 1,3$.

17.3. Визначення об'ємів та ентальпії димових газів

В склад продуктів згоряння входять зола і димові гази. Димові гази являють собою суміш газоподібних продуктів, до яких входять вуглекислий і сірчаний гази, водяна пара, що утворилася при окисленні водню і при випаровуванні вологи палива, азот і частина кисню повітря, яке не було використане в горінні.

При неповному згорянні палива в продуктах згоряння знаходять також окис вуглецю, водень, метан і інші горючі гази. При спалюванні твердих і рідких палив неповнота згоряння, як правило, характеризується наявністю тільки кисню вуглецю.

Причому маса продуктів згоряння повинна дорівнювати сумі мас згорілого палива і підведеного повітря.

Склад і кількість продуктів повного згоряння палива.

Продукти повного згоряння палива при $\alpha = 1$ містять сухі трьохатомні гази CO_2 і SO_2 , водяну пару H_2O і азот N_2 :

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 = 100 \%. \quad (17.8)$$

або

$$V_{\Gamma}^o = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2}^o + V_{\text{H}_2\text{O}}^o, \quad (17.9)$$

де V_{Γ}^o , $V_{\text{N}_2}^o$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^o$ – об'єми продуктів згоряння, азоту та водяної пари, зведених до нормальних фізичних умов, $\text{м}^3/\text{кг}$; V_{CO_2} , V_{SO_2} – об'єми трьохатомних газів, $\text{м}^3/\text{кг}$; (o – характеризує параметри при $\alpha = 1$).

Для спрощення розрахунку об'єм сухих трьохатомних газів розраховують разом і суму їх позначають RO_2 , тоді:

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}. \quad (17.10)$$

Деякі гази становлять суху частину продуктів згоряння, тоді:

$$V_{\Gamma}^o = V_{\text{cx}}^o + V_{\text{H}_2\text{O}}^o, \quad (17.11)$$

де $V_{\text{cx}}^o = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^o$ – об'єм сухих газів.



$V_{N_2}^o, V_{H_2O}^o, V_{сх}^o, V_{Г}^o, V_{RO_2}$ – теоретичний об'єм газів при спалюванні 1 кг твердого або рідкого палива.

Згідно стехіометричних рівнянь горіння маси газів:

$$G_{RO_2} = \frac{44}{12} \cdot \frac{C^P}{100} + \frac{64}{32} \cdot \frac{S_{л}^P}{100}. \quad (17.12)$$

Та з урахуванням густини газів $\rho_{CO_2} = 1,964 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_{SO_2} = 2,86 \text{ кг/м}^3$.

$$V_{RO_2} = \frac{44}{12} \cdot \frac{C^P}{100} \cdot \frac{1}{1,964} + \frac{64}{32} \cdot \frac{S_{л}^P}{100} \cdot \frac{1}{2,86}. \quad (17.13)$$

або

$$V_{RO_2} = 1,87 \frac{C^P + 0,375S_{л}^P}{100}. \quad (17.14)$$

Об'єм водяної пари в продуктах згорання:

- водяна пара, яка утворена в процесі горіння:

$$V_{H_2O}^Г = \frac{34}{4} \cdot \frac{H^P}{100} \cdot \frac{1}{0,805} = 0,111 H^P; \quad (17.15)$$

- водяна пара випарувана з палива

$$V_{H_2O}^B = \frac{W^P}{100} \cdot \frac{1}{0,805} = 0,0124 W^P; \quad (17.16)$$

- форсуночна пара (для розпилювання деяких видів палива):

$$V_{H_2O}^Ф = \frac{W^Ф}{0,805} = 1,24 W^Ф; \quad (17.17)$$

- Водяна пара з повітря, яке йде на спалювання палива:

$$V_{H_2O}^П = V^o \frac{d}{1000} \cdot \frac{1}{0,805} = 0,0161 V^o. \quad (17.18)$$

де $0,805 \text{ кг/м}^3$ – густина водяної пари при нормальних фізичних умовах; d – вміст води в повітрі (прийнято $d = 13 \text{ г/м}^3$); $W^Ф$ = витрати форсуночної пари (прийнято $W^Ф = 0,3...0,35 \text{ кг/кг}$).

Повний теоретичний об'єм водяної пари, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 1,24 W^Ф + 0,0161 V^o. \quad (17.19)$$

Теоретичний об'єм азоту, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{N_2}^o = \frac{V^o}{100} \cdot 79 + \frac{N^P}{100\rho_{N_2}} = 0,79 V^o + 0,8 \frac{N^P}{100}, \quad (17.20)$$

де $\rho_{N_2} = 1,25$ – густина азоту, кг/м^3 .

Дійсний об'єм продуктів згорання.

При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha > 1$ в склад продуктів згорання входить надлишок повітря і водяної пари, яка вноситься з цим повітрям, а об'єм продуктів згорання називається дійсним.



Тоді дійсний об'єм:

- водяна пара

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,161 V^o(\alpha - 1); \quad (17.21)$$

- двоатомні гази

$$V_{R_2} = V_{N_2}^o + (\alpha - 1)V^o, \quad (17.22)$$

- сухі гази

$$V_{gr} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha - 1)V^o. \quad (17.23)$$

Загальний дійсний об'єм продуктів згоряння, м³/кг

$$V_r = V_{gr} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + 1,0161 V^o(\alpha - 1). \quad (17.24)$$

Об'єми продуктів згоряння газоподібного палива.

Теоретичний об'єм згоряння 1 м³ газоподібного палива при $\alpha = 1$:

- трьохатомних газів, м³/м³:

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2^r + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n); \quad (17.25)$$

- водяної пари, м³/м³:

$$V_{H_2O}^o = 0,01(H_2S + H_2 + 2CH_4 + 0,124 d + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n); \quad (17.26)$$

- двоатомних газів, м³/м³:

$$V_{N_2}^o = 0,79V^o + 0,01 N_2. \quad (17.26a)$$

Об'єм сухих газів та загальний об'єм визначають аналогічно, як для рідкого палива.

При $\alpha > 1$ дійсний об'єм водяної пари, сухих газів та загальний об'єм продуктів згоряння знаходимо за рівняннями (17.21) – (17.24).

Ентальпія продуктів згоряння і повітря.

При виконанні теплових розрахунків котельних і інших агрегатів, а також при обробці результатів досліджень виникає необхідність в визначенні ентальпії продуктів згоряння палива.

Ентальпія продуктів згоряння I_r розраховується в кДж/кг для твердого і рідкого палива і в кДж/м³ для газоподібного палива. Виражається вона в вигляді суми ентальпій теоретичного об'єму продуктів згоряння I_r^o , надлишкового повітря $(\alpha - 1)I_n^o$ і золи при I_s .

Таким чином,

$$I_r = I_r^o + (\alpha - 1)I_n^o + I_s. \quad (17.27)$$

Індекс ^o вказує, що параметр розрахований при $\alpha = 1$.

Ентальпія продуктів згоряння при $\alpha = 1$ і температурі t °C визначають за формулою:

$$I_r^o = (V_{RO_2} c_{CO_2} + V_{N_2}^o c_{N_2} + V_{H_2O}^o c_{H_2O}) t, \quad (17.28)$$

де V_{RO_2} , $V_{N_2}^o$, $V_{H_2O}^o$ – теоретичні об'єми продуктів згоряння, м³/кг, c_{CO_2} , c_{N_2} , c_{H_2O} – відповідно масова теплоємність газів: вуглекислого газу, азоту, водяної пари, кДж/(м³·К) або Дж/(кг·К), t – температура димових газів, °C.

Ентальпія повітря при $\alpha = 1$ і температурі t °C:

$$I_{нов}^o = V^o c_{нов} t, \quad (17.29)$$



де V^0 – теоретичний об’єм повітря, м³/кг; $c_{пов}$ – теплоємність повітря, кДж/(кг·К); t – температура повітря, °С.

Ентальпія золи, кДж/кг:

$$I_3 = \frac{A^P a_{ун}}{100} c_3 t, \tag{17.30}$$

де $a_{ун}$ – доля золи палива, яку виносять продукти згорання; c_3 – теплоємність золи, t – температура золи.

Ентальпію золи I_3 враховують тільки тоді, коли приведена величина вносу золи $a_{ун}A^P > 6$.

17.4. Види обладнання топок

Топковим пристроєм (топкою) називається пристрій, в якому проходить процес горіння палива. Конструктивно ці пристрої повинні відповідати вимогам:

- стійкість процесу горіння і його температурного режиму при раціональній організації руху топкових газів і повітря в котлоагрегаті;
- економічність спалювання палива, тобто найбільш повне його згорання при мінімальному коефіцієнті надлишку повітря;
- зручність організації горіння (подача палива, видалення золи та шлаку) і обслуговування топки (чистка, ремонт). Механізація і автоматизація всіх трудомістких робіт обслуговування топок.

Топки класифікуються:

- *за способом спалювання палива*: шарові, рис 17.1а; камерні, рис 17.1б; вихрові, рис 17.1в. В шарових топках в шарі спалюють тільки тверде паливо. В інших топках спалюють рідке і газоподібне паливо та тверде паливо у пилоподібній формі.

- *за взаємодією з тепловими установками*: внутрішні – спалювання палива відбувається безпосередньо в тепловій установці; виносні - установлюють зовні теплової установки, а в неї подають гарячі продукти згорання.

- *за способом подачі палива і організації обслуговування*: ручні, напівмеханічні та механічні.

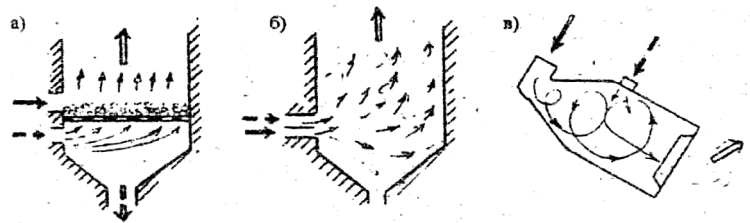


Рис. 17.1. Схеми способів спалювання палива:

а)- шаровий; б) – факельний; в) - вихровий



Схеми топок представлені на рис 17.2. Топки для шарового спалювання палива мають такі різновиди:

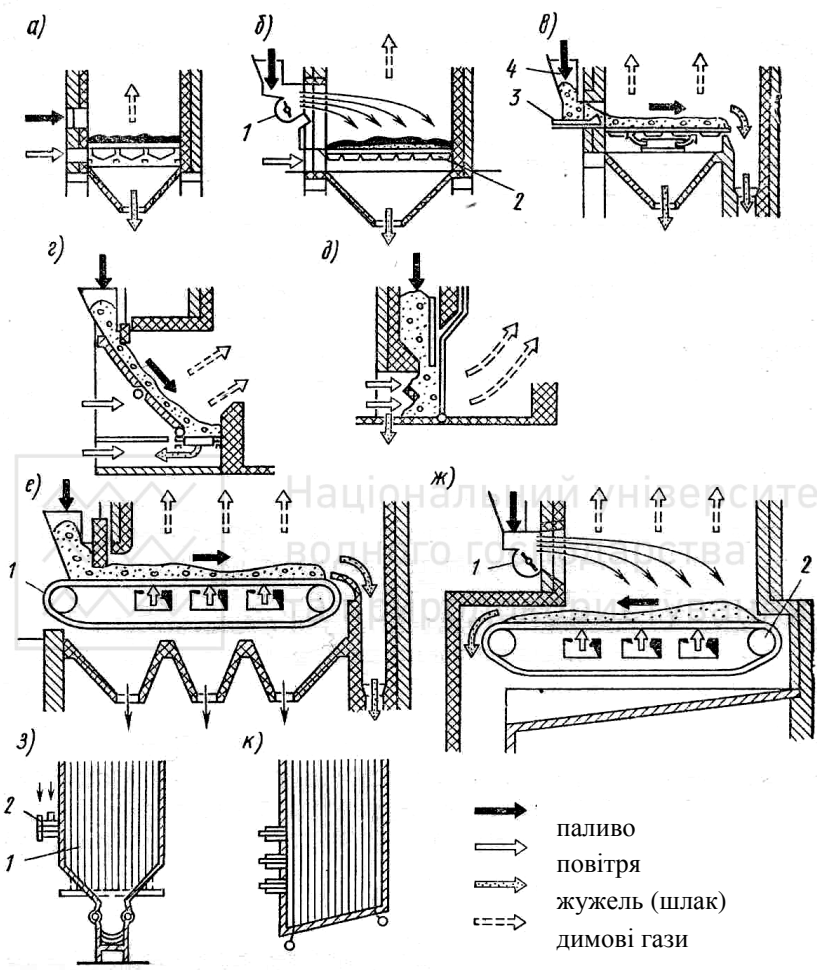


Рис. 17.2. Схеми топок для спалювання палива в шарі і факелі: а)- ручна з горизонтальною колосниковою решіткою; б)- топка з накидачем палива на нерухомий шар; в)- топка з шуруючою планкою; г)- топка з нахиленою колосниковою решіткою; д)- топка системи В.В.Померанцева; е)- топка з ланцюговою механічною решіткою; ж)- теж зворотного ходу із накидачем; з) камерна топка для пилоподібного палива; к)- топка для спалювання рідкого або газоподібного палива

а) топки з нерухомою колосниковою решіткою і нерухомим шаром палива, рис. 17.2а, б, в;



б) топки з нерухомою колосниковою решіткою та рухомим шаром палива, рис. 17.2 г, д;

в) топки з рухомою колосниковою решіткою на нерухомим на ній шаром палива, рис. 17.2 е, ж.

Для факельного спалювання рідкого, газоподібного та пилоподібного твердого палива використовують камерні топки, рис 17.2 з, к.

Будь-яку промислову топку можливо розглядати як поєднання пального пристрою з топковим простором (камерою). При спалюванні палива пальним пристроєм слугує колосникова решітка, яка підтримує кускове паливо. При спалюванні рідкого і газоподібного палива пальним пристроєм є форсунки або пальники, які подають в топку розпилене паливо і необхідне для горіння повітря.

В топці і її газоходах розташовують поверхні нагріву котла, які сприймають теплоту, що утворюється від згоряння палива в топці.

В сучасних топках горіння палива відбувається при настільки високих температурах, що отримана в результаті горіння палива зола плавиться і перетворюється в жувель (шлак). Висока температура топки і дія розплавленого шлаку, що осів на стінки топки, здатні швидко зруйнувати її обмурівку. Крім того, розплавлені частинки золи, виносяться димовими газами і осідають на поверхнях нагріву, погіршуючи тим самим теплопередачу. Тому для захисту стінок топки від дії високих температур і роз'їдання розплавленими шлаками їх екранують, тобто перед ними встановлюють ряди гладких металевих труб з циркулюючою в них водою.

Екрани, що включені в загальну циркуляційну схему котла, є поверхнями нагріву, які сприймають променеву радіаційну теплоту від полум'я палива, що згоряє. Тому їх називають *радіаційними поверхнями нагріву*. А ту частину топки, де розташовані екрани, називають *радіаційною зоною* топки.

Розвиток екранів дозволяє знизити температуру газів, які залишають радіаційну зону топки, до температури застигання золи, що запобігає від шлакування конвекційні поверхні котлоагрегату.

Ручна топка з нерухомою горизонтальною колосниковою решіткою, рис. 17.2а. Це найпростіший і найбільш розповсюджений тип топки. Являє собою камеру, яка виконана з будівельних матеріалів або металу, з середини футеровану вогнетривкими матеріалами. Топка розділена колосниковою решіткою з вогнетривкого матеріалу на дві камери. Паливо закидається на колосникову решітку у верхню камеру через отвір, який закривається дверцятами. Через цей отвір проводиться розпушування шару палива, що горить, (шурування) та видалення шлаку і золи. Повітря подається через отвір, який розташований нижче колосникової решітки у нижню камеру. Кількість поданого повітря регулюється дверцятами, які закривають цей отвір, або спеціальними шиберами. У потужних топках повітря подається у цей отвір з допомогою вентиляторів дуття. Через нижній отвір видаляється та частина шлаку і золи, яка провалюється через колосникову решітку.

Газоподібні продукти згоряння (димові гази) видаляються через димоходи, вхід в які розташований у верхній частині топки. Для цього в топці створюються розрідження до 50-100 Па за допомогою димової труби при природній тязі та за допомогою вентилятора –димососа при створенні штучної тяги.

Ручні топки використовуються в теплових установках малої продуктивності. Наприклад, в котельних агрегатах з продуктивністю за водяною парою 1...2 т/год. Показники роботи топок:

- питомі втрати від хімічного недопалу $q_3 = 2...4 \%$;
- питомі втрати від механічного недопалу $q_4 = 7...12 \%$;
- коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_r = 1,4...1,5$.

Застосування механічного накидача 1, рис.17.2б, для подачі палива на колосникову решітку дає можливість збільшити потужність котла до 10 т/год. Для спалювання бурого вугілля та низькоякісного кам'яного вугілля використовують *топки з шурувочною планкою*, рис. 17.2в. Планка 3 виконана із сталі або чавуну у вигляді трьохгранної призми з виступом на кінці з кутами 35 і 15° до горизонтальної площини, що дає можливість переміщувати паливо із бункера, зіштовхувати шлак з колосників при рухові вперед та розпушувати шар горіння палива при зворотному русі. Показники роботи топки:

$$q_3 = 1 \%; q_4 = 4...7 \%; \alpha_r = 1,3...1,4.$$

Топки з похилою колосниковою решіткою, рис. 17.2г. В них паливо загрузається з бункера та дозується за допомогою дозатора і в міру згоряння пересипається під дією гравітаційних сил по похилій (близько 45°) колосникової решітці. Такі топки використовують для спалювання торфу та відходів деревообробки.

Швидкісні шахтні топки системи В.В.Померанцева, рис. 17.2д, використовуються для спалювання кускового торфу для котлів продуктивністю до 6,5 т/год.

Топки з рухомою колосниковою решіткою. До них відносять топки з механічною ланцюговою колосниковою решіткою прямого 1, рис.17.2е, і зворотного 2 руху, рис. 17.2ж. В топках з решіткою прямого руху подача палива відбувається з бункера за допомогою дозатора. Ланцюгова решітка рухається від передньої стінки топки до задньої, при цьому паливо самопливом потрапляє на колосникову решітку. В топках зворотного руху подача палива відбувається за допомогою накидача 1. В обох видах топок повітря подається через отвори, які розташовані під колосниковою решіткою. Такого типу топки використовуються для спалювання твердого палива в теплових установках середньої та високої потужності до 10...150 т/год. Показники роботи топки:

$$q_3 = 0,5...1 \%; q_4 = 4...5 \%; \alpha_r = 1,3.$$

До недоліків шарових топок необхідно віднести:

- обмеження потужності топок через гетерогенний процес горіння;
- виникнення хімічного і механічного недопалу в шарі горіння;
- складність процесу автоматизації і ін.

Камерні топки для спалювання рідкого та газоподібного палива.

рис 17.2 з, к, виконують з горизонтальним або похилим подом (череном). Пальники розташовують в передній, боковій стінці, або кутах камери. Деякі види твердого палива (антрацитний штиб, крихта бурого вугілля і ін.) спалюються у вигляді вугільного пилу. Для цього паливо подрібнюють до пилоподібного стану в млинах (дробарках) і подають в суміші з повітрям в топку, де воно згоряє у завислому стані, рис. 17.2 з.

Топка являє собою камеру 1 прямокутного перерізу, яка виконана з вогнетривкої цегли. Стіни всередині топкової камери вкриті вертикально розташованими кип'ятильними трубами, які називаються топковими екранами. Екранні труби – ефективна поверхня нагріву котла, яка сприймає велику кількість теплоти випромінюванням від факела і захищає кладку топкової камери від дії високої температури факела і розплавлених шлаків. Пилоподібна суміш подається в топку через пальники 2.

Показники роботи топки:

$$q_3 = 0...1 \%; q_4 = 0,5...6 \%; \alpha_t = 1,2...1,25.$$

Камерні топки для рідкого і газоподібного палива, рис. 17.2.ж, виконують з горизонтальним або злегка нахиленим подом, який іноді екранують. Пальники розташовують на передній і бокових стінках топки або по її кутах. Застосовують прямоточні і вихрові пальники. Газоподібне і рідке паливо спалюють під котлами будь-якої продуктивності, а тверде у вигляді пилу – під котлами 35...50 т/год. і більше.

Параметри топок. Робота топок характеризується наступними показниками: тепловою потужністю, тепловими навантаженнями колосникової решітки і топкового об'єму, коефіцієнтом корисної дії.

Під *тепловою потужністю топки* розуміють кількість тепла Q , яке виділяється в ній за одиницю часу.

$$Q = B_p Q_n^p, \tag{17.31}$$

де B_p – кількість палива, що спалюється за одиницю часу; Q_n^p – нижча тепло-та згоряння палива.

Теплове навантаження на колосникову решітку (видиме теплове дзеркало горіння) Q/R , кВт/м² – це кількість тепла, яке виділяється з 1 м² площі колосникової решітки за одиницю часу (1 с):

$$Q/R = B_p Q_n^p / R, \tag{17.32}$$

де R – площа колосникової решітки в топці, на якій відбувається горіння. Величина Q/R коливається в межах 100...1750 кВт/м².

Теплове навантаження топкового об'єму – це кількість тепла, яке виділяється з одиниці об'єму камери топки за одиницю часу, кВт/м³.

$$Q/V_t = B_p Q_n^p / V_t = q_v, \tag{17.33}$$

де V_t - об'єм топкового простору, де відбувається горіння, м³; q_v – залежить від палива та конструкції топки і змінюється в межах 140...600 кВт/м³.



Наприклад, для шарових ручних топок $q_v = 200...350 \text{ кВт/м}^3$; для шарових механічних $q_v = 290...465 \text{ кВт/м}^3$; для камерних при спалюванні вугільного пилу $q_v = 145...230 \text{ кВт/м}^3$; при спалюванні газу і мазуту $q_v = 230...460 \text{ кВт/м}^3$.

Коефіцієнт корисної дії топки оцінює ефективність роботи топки

$$\eta_T = 100 - (q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (17.34)$$

де q_3, q_4, q_5, q_6 – відповідно втрати тепла: від хімічного і фізичного недопалу, в оточуюче середовище, з фізичною теплотою шлаків.

При спалюванні рідкого та газоподібного палива

$$\eta_T = 100 - (q_3 + q_5). \quad (17.35)$$

Приклади розв'язання задач

Задача 17.1.

Визначити об'єм продуктів повного згоряння на виході з топки, а також теоретичний і дійсний об'єми повітря, які необхідні для спалювання 1 м^3 природного газу наступного складу (за об'ємом): $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 98\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2$; $\text{N}_2 = 1,3\%$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,2$.

Дано:

$\text{CO}_2 = 0,1\%$;

$\text{CH}_4 = 98\%$;

$\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$;

$\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2$;

$\text{N}_2 = 1,3\%$;

$\alpha_T = 1,2$.

Розв'язання

1. Теоретичний об'єм повітря, який необхідний для повного згоряння 1 м^3 палива, визначаємо за формулою (17.5)

$$V^0 = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - \text{O}_2] =$$

$$= 0,0476[2 \cdot 98 + 3,5 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,2] = 10,04 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$V^0 = ?$; $V_d = ?$; 2. Дійсний об'єм повітря $V_d = \alpha_T V^0 = 1,2 \cdot 10,04 = 12,05 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

$V_{c.r.} = ?$; 3. Об'єм сухих газів при $\alpha_T = 1,2$ визначаємо за формулами (17.23), (17.25), (17.26a)

$$V_{c.r.} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1)V^0 = 0,01(\text{CO}_2^r + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m H_n) + 0,79V^0 + 0,01\text{N}_2 + (\alpha_T - 1)V^0 =$$

$$= 0,01(0,1 + 98 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,2) + 0,79 \cdot 10,04 + 0,01 \cdot 1,3 + (1,2 - 1)10,04 = 10,948 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

4. Об'єм водяних парів при $\alpha_T = 1,2$ знаходимо за формулою (17.26)

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + 0,124 d + \sum \frac{n}{2} C_m H_n) =$$

$$0,01(2 \cdot 98 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2) = 1,98 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

5. Об'єм продуктів повного згоряння за формулою (17.24)

$$V_T = V_{c.r.} + V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1,0161 V^0 (\alpha - 1) =$$

$$= 10,948 + 1,98 + 1,0161 \cdot 10,04 \cdot (1,2 - 1) = 14,948 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Відповідь: $V^0 = 10,04 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_d = 12,05 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{c.r.} = 10,948 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 1,98 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_T = 14,948 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Задача 17.2.

Визначити на виході з топки об'єм продуктів повного згоряння 1 кг донецького вугілля марки Т наступного складу (за об'ємом): $\text{C}^p = 62,7\%$;

Н^P=3,1%; S_л^P=2,8%; N^P=0,9%; O^P=1,7%; A^P=23,8%; W^P=5,0%. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_T = 1,3$.

Дано:

$$C^P=62,7\%;$$

$$H^P=3,1\%;$$

$$S_{л}^P=2,8\%;$$

$$N^P=0,9\%;$$

$$O^P=1,7\%;$$

$$A^P=23,8\%;$$

$$W^P=5,0\%$$

$$\alpha_T = 1,3.$$

$$V^o=?; V_{c,r}=?;$$

$$V_{H_2O}=?;$$

$$V_1=?;$$

Розв'язання

1. Теоретичний об'єм повітря, який необхідно для повного згоряння 1 кг палива знаходимо за формулою (17.4)

$$V^o = 0,089 C^P + 0,265 H^P + 0,033(S_{л}^P - O^P) = 0,089 \cdot 62,7 + 0,265 \cdot 3,1 + 0,033 \cdot (2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Об'єм сухих газів при $\alpha_T = 1,3$ знаходимо за формулами (7.23), (17.14), (17.26a)

$$V_{c,r} = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha_T - 1)V^o = 0,0187(C^P + 0,375S_{л}^P) + 0,79V^o + 0,01 N_2 + (\alpha_T - 1)V^o = 0,0187 \cdot (62,7 + 0,375 \cdot 2,8) + 0,79 \cdot 6,44 + 0,01 \cdot 0,9 + (1,3 - 1)6,44 = 7,79 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Об'єм водяної пари при $\alpha_T = 1,3$ визначаємо за формулою (17.19)

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 1,24 W^{\phi} + 0,0161 \alpha_T V^o = 0,111 \cdot 3,1 + 0,0124 \cdot 5 + 0,0161 \cdot 1,3 \cdot 6,44 = 0,479 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Об'єм продуктів повного згоряння знаходимо за формулою (17.24)

$$V_r = V_{c,r} + V_{H_2O} = 7,79 + 0,479 = 8,27 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Відповідь: $V^o = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}$; $V_{c,r} = 7,79 \text{ м}^3/\text{кг}$; $V_{H_2O} = 0,479 \text{ м}^3/\text{кг}$; $V_1 = 8,27 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Задача 17.3.

Визначити ентальпію продуктів згоряння на виході з топки при повному згорянні 1 кг донецького вугілля марки Г наступного складу (за об'ємом): $C^P=55,2\%$; $H^P=3,8\%$; $S_{л}^P=3,2\%$; $N^P=1,0\%$; $O^P=5,8\%$; $A^P=23,0\%$; $W^P=8,0\%$, якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $t_r=1000^\circ\text{C}$, доля золи палива, яка виноситься продуктами згоряння, $a_{np,yh}=0,85$ і приведена величина уноса золи спалюваного палива $A_{np,yh}=4,6 \text{ кг}\cdot\%10^{-3}/\text{кДж}$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T=1,3$.

Дано:

$$C^P=55,2\%;$$

$$H^P=3,8\%;$$

$$S_{л}^P=3,2\%;$$

$$N^P=1,0\%;$$

$$O^P=5,8\%;$$

$$A^P=23,0\%;$$

$$W^P=8,0\%$$

$$t_r=1000^\circ\text{C};$$

$$a_{yh}=0,85;$$

$$A_{np,yh}=4,6$$

$$\text{кг}\cdot\%10^{-3}/\text{кДж}$$

$$\alpha_T = 1,3.$$

$$V^o=?; V_{RO_2}=?;$$

$$V_{N_2}^o=?;$$

$$V_{H_2O}^o=?;$$

Розв'язання

1. Теоретичний об'єм повітря, який необхідно для повного згоряння 1 кг палива знаходимо за формулою (17.4)

$$V^o = 0,089 C^P + 0,265 H^P + 0,033(S_{л}^P - O^P) = 0,089 \cdot 55,2 + 0,265 \cdot 3,8 + 0,033 \cdot (3,2 - 5,8) = 5,833 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Об'єм трьохатомних газів знаходимо за формулою (17.14) $V_{RO_2} = 0,0187(C^P + 0,375S_{л}^P) = 0,0187(55,2 + 0,375 \cdot 3,2) = 1,055 \text{ м}^3/\text{кг}.$

3. Теоретичний об'єм азоту визначаємо за формулою (17.26a)

$$V_{N_2}^o = 0,79V^o + 0,01 N_2 = 0,79 \cdot 5,833 + 0,01 \cdot 1,0 = 4,618 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Теоретичний об'єм водяної пари знаходимо за формулою (17.19)

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 1,24 W^{\phi} + 0,0161 \alpha_T V^o = 0,111 \cdot 3,8 + 0,0124 \cdot 8 + 0,0161 \cdot 1,3 \cdot 5,833 = 0,643 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

5. Ентальпію продуктів згоряння при $\alpha_T = 1,0$ і температури

$$I_s = ?; I_{нов}^o = ?$$

Національний університет

газів $t_r = 1000^\circ\text{C}$ визначаємо за залежністю (17.28)

$$I_r^o = (V_{RO_2} c_{CO} + V_{N_2} c_{N_2} + V_{H_2O} c_{H_2O}) t = (1,055 \cdot 49,392 / 22,4 + 4,618 \cdot 31,196 / 22,4 + 0,643 \cdot 38,618 / 22,4) 1000 = 9865 \text{ кДж/кг.}$$

Значення $\mu_{с_{рп}}$ прийняті за таблицею 1 додатка.

6. Ентальпію золи 1 кг вугілля при $t_r = 1000^\circ\text{C}$ визначаємо за формулою (17.30)

$$I_3 = \frac{A^p a_{ун}}{100} c_3 t = \frac{23 \cdot 0,85}{100} 984 = 192 \text{ кДж/кг.}$$

7. Ентальпію повітря при $\alpha = 1$ і температурі $t_r = 1000^\circ\text{C}$ знаходимо за формулою (17.29)

$$I_{нов}^o = V^o c_{нов} t = 5,833 \cdot 1436 = 8376 \text{ кДж/кг.}$$

Відповідь: $V^o = 5,833 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{RO_2} = 1,055 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{N_2}^o = 4,618 \text{ м}^3/\text{кг};$

$V_{H_2O} = 0,643 \text{ м}^3/\text{кг}; I_3 = 192 \text{ кДж/кг}; I_{нов}^o = 8376 \text{ кДж/кг.}$

Контрольні питання

1. Що таке горіння палива?
2. Які умови необхідні для ефективного горіння палива?
3. Як визначається теоретична кількість повітря, яке необхідне для повного згоряння палива?
4. Що таке коефіцієнт надлишку повітря?
5. Як визначається ентальпія продуктів згоряння палива?
6. За якими ознаками класифікуються топкові пристрої?
7. Який спосіб спалювання палива більш ефективний: шаровий або факельний і чому?
8. Як визначаються показники роботи топків?
9. Як визначається коефіцієнт корисної дії топки?



18.1. Тепловий баланс і ККД котлоагрегату

Розглянемо розрахунок горіння палива на прикладі теплового балансу котлоагрегату. *Тепловим балансом котлоагрегату* називається рівність між кількістю тепла, яке внесено в котлоагрегат, і витраченим на виробництво пари і покриття теплових втрат. На основі теплового балансу при проектуванні установки визначають необхідну витрату палива, а при тепловому дослідженні котлоагрегату виявляють економічність його роботи і теплові характеристики окремих елементів. Складається тепловий баланс на 1 кг твердого і рідкого палива і на 1 м³ газоподібного палива. для усталеного теплового стану агрегату.

Рівняння теплового балансу:

$$Q_p^p = Q_1 + \Sigma Q_{\text{втр}}, \quad (18.1)$$

де Q_p^p – наявне тепло, кДж/кг; Q_1 – корисно використане тепло, кДж/кг; $\Sigma Q_{\text{втр}}$ – сума всіх теплових втрат, кДж/кг.

Величина $\Sigma Q_{\text{втр}}$ включає наступні втрати тепла: Q_2 – з відхідними (димовими) газами; Q_3 – від хімічного недопалу; Q_4 – від механічного недопалу; Q_5 – в оточуючий простір через огорожуючі конструкції; Q_6 – з фізичним теплом шлаку.

Рівняння (18.1) в розгорнутому вигляді:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (18.2)$$

або у відсотках від величини Q_p^p

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100 \%, \quad (18.3)$$

Величина $q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} \cdot 100 \% = \eta_{\text{ка}}$ за змістом і числовим значенням співпадає

з коефіцієнтом корисної дії котельної установки „брутто” (він не враховує власні потреби: привід димососа, вентилятора, насосів та ін.).

Наявна теплота:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{вн}} + Q_{\text{нар}} + Q_{\text{фіз н}} + Q_{\text{к}}, \quad (18.4)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння палива;

Тепло внесене нагрітим повітрям (нагрів зовні топки)

$$Q_{\text{вн}} = \alpha_r V^o c_{pn} \Delta t_{\text{нов}}. \quad (18.5)$$

c_{pn} – теплоємність повітря, $c_{pn} = 1,33$ кДж/(кг К), V^o – теоретична кількість повітря необхідна для спалювання 1 м³ газу, м³/м³.

Теплота внесена з паровим дуттям (форсункова пара), наприклад, для мазуту

$$Q_{\text{нар}} = W_{\phi}(i_{\phi} - r), \quad (18.6)$$

де W_{ϕ} , i_{ϕ} – витрати та ентальпія пари, коли вона використовується: для дуття; $W_{\phi} = 0,7 \dots 0,8$ кг/кг; для розпилювання паровими форсунками $W_{\phi} = 0,35$ кг/кг;

для розпилювання паромеханічними форсунками $W_\phi = 0,03...0,05$ кг/кг; $r = 2510$ кДж/кг – теплота пароутворення води.

Фізична теплота палива

$$Q_{\text{физ } n} = c_n^p t_n, \quad (18.7)$$

де

$$c_n^p = c_n^c \frac{100 - W_p}{100} + c_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W_p}{100}, \quad (18.8)$$

де c_n^c – теплоємність сухої частини палива, кДж/(кг К): антрацит - 0,951; кам'яне вугілля – 0,962; буре вугілля – 1,088; фрезерний торф – 1,297; сланці – 1,046; мазут $c_n^p = 1,74 + 0,025 t_n$.

Теплота, яка витрачається на розкладання карбонатів

$$Q_k = 40,6 K (CO_2)_k^p, \quad (18.9)$$

де K – коефіцієнт розкладання карбонатів.

Витратна частина теплового балансу

Корисно використана теплота для отримання пари

$$Q_I = \frac{D_{nn}}{B} \left[(h_{nn} - h_{\text{вж}}) + \frac{P}{100} (h_{\text{кв}} - h_{\text{вж}}) \right] + D_{nn} (h_{nn} - h_{\text{вж}}), \quad (18.10)$$

де D_{nn} і D_{nn} – витрати перегрітої та насиченої пари, кг/с; B – витрата палива, кг/с; h_{nn} , $h_{\text{вж}}$, $h_{\text{кв}}$, $h_{\text{вж}}$ – відповідно ентальпії перегрітої та насиченої пари, води живлення та котлової води, кДж/кг, P – величина безперервної продукції, % (3...5 %).

Для водогрійних котлів розрахунок проводять за формулою

$$Q_I = \frac{M_6}{B} (h_2 - h_1), \quad (18.11)$$

де M_6 – витрата води, кг/с; h_1 та h_2 – відповідно ентальпії води до і після котлоагрегату.

Втрати з димовими газами:

$$Q_2 = \left(V_{\text{вж}} \cdot c'_{p\text{вж}} t_{\text{вж}} - \alpha_{\text{вж}} V^o c'_{p\text{н}} t_n \right) \frac{100 - q_4}{100} = (h_{\text{вж}} - \alpha_{\text{вж}} h_{\text{хн}}^o) \frac{100 - q_4}{100}, \quad (18.12)$$

де $V_{\text{вж}}$, $c'_{p\text{вж}}$, $t_{\text{вж}}$ – об'єм, теплоємність та температура відпрацьованих (відхідних) газів; Ця температура для котлоагрегатів та печей випалювання 120...200°C; для газу та слабо вологого палива 120...130°C; для вологого вугілля 140...150°C; для мазуту 170...180°C; V^o , $c'_{p\text{н}}$, $\alpha_{\text{вж}}$ – об'єм, теплоємність, температура, коефіцієнт надлишку повітря на виході з установки, $\alpha_{\text{вж}} = \alpha + \Delta\alpha$. Загальне підсмоктування в установці не більше $\Delta\alpha = 0,2...0,3$; $h_{\text{вж}}$, $h_{\text{хн}}^o$ – ентальпії відпрацьованих газів та холодного повітря.

Втрати від хімічного недопалу:

$$Q_3 = \frac{237(C^p + 0,375S_n^p)CO}{(RO_2 + CO)}, \quad (18.13)$$

де CO – вміст окисла вуглецю у в відпрацьованих газах.

Втрати тепла від механічного недопалу:

$$Q_4 = Q_4^{шл} + Q_4^{np} + Q_4^{62}, \quad (18.14)$$

де $Q_4^{шл}$ - втрати тепла зі шлаком; Q_4^{np} - втрати тепла при провалі палива через колосникову решітку; Q_4^{62} - втрати тепла з винесеними димовими газами частками палива.

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 = \frac{A^p}{Q_p^p} \left(a_{шл+np} \frac{C_{шл+np}}{100 - C_{шл+np}} + a_{62} \frac{C_{62}}{100 - C_{62}} \right), \quad (18.15)$$

де $a_{шл+np}$, a_{62} – вміст золи у шлакові та в провалі, в винесеному паливі; $C_{шл+np}$, C_{62} – вміст горючих елементів у шлакові та в провалі, в винесеному паливі. Звичайні топки з ручним завантаженням – $q_4 = 5...10\%$; для механічних та напівмеханічних топків – $q_4 = 1...10\%$; при факельному спалюванні пилу палива в середніх та потужних котлоагрегатах $q_4 = 0,5...5\%$.

Втрати тепла в навколишнє середовище:

Для парових котлів продуктивністю до 2,78 кг/с $q_5 = 2...4\%$; до 16,7 кг/с $q_5 = 1...2\%$; більше 16,7 кг/с $q_5 = 0,5...1\%$.

Втрати тепла з фізичною теплою шлаку:

$$Q_6 = a_{шл} c_{шл} t_{шл} \frac{A^p}{100}, \quad (18.16)$$

де $a_{шл}$ – доля золи палива у шлакові (для камерних топків $a_{шл} = 1 - a_{62}$, для шарових до $a_{шл} + a_{np}$), $c_{шл}$ – теплоємність золи. При виділенні рідких шлаків $q_6 < 3\%$.

Коефіцієнт корисної дії котлоагрегату нетто (за вирахуванням витрат на власні потреби):

$$\eta_{ка}^{нт} = \eta_{ка}^{бр} - \frac{Q_{6п}}{B Q_p^p}, \quad (18.17)$$

де $Q_{6п}$ – тепло на власні потреби.

Витрати палива

$$B = \frac{Q_1}{Q_n^p \eta_{ка}}. \quad (18.18)$$

При спалюванні газоподібного палива тепловий баланс складається так:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_5 = 100\% \quad (18.19)$$

18.2. Класифікація котлів.

Основні елементи і класифікація. В котельних установках здійснюється перетворення хімічної енергії палива в теплову. Теплова енергія з котельної



передається споживачам за допомогою теплоносіїв. Теплоносіями є гаряча вода і водяна пара.

Котельною установкою називається сукупність пристроїв, які призначені для отримання пари або гарячої води.

До основних робочих параметрів котельної установки відносять:

1. Паропродуктивність D (потужність котла), яка визначається кількістю пари, яка виробляється в одиницю часу.

2. Параметри пари (тиск і температура перегріву).

3. Коефіцієнт корисної дії котельного агрегату $\eta_{ка}$.

В залежності від призначення котельні установок поділяють на *енергетичні*, які забезпечують паром парові двигуни (парові турбіни і машини); *виробничо-технологічні*, які виробляють пару для технологічних потреб і опалення, а також *опалювальні*, що забезпечують теплотою опалювальні і вентиляційні установки і установок гарячого водопостачання.

За продуктивністю котельні установки бувають:

а) низької паропродуктивності.....до 30 т/год;

б) середньої паропродуктивності.....30...40 т/год;

в) високої паропродуктивності.....100...140 т/год;

г) надвисокої паропродуктивності.....255 т/год.

За тиском перегрітої пари:

а) Енергетичні котельні установки виробляють перегріту пару:

- низького тиску.....до 30 бар;

- середнього тиску.....100 бар;

- високого тиску.....155 бар;

надкритичного тиску.....245 бар.

Виробничо-технологічні котельні установки виробляють пару низького тиску від 3 бар до 7 бар і рідко до 13 бар; опалювальні котельні установки виробляють пару з надлишковим тиском від 1,3 бар до 3 бар.

18.3. Загальна будова парових та водогрійних котлів.

Схема котельної установки.

На рис. 18.1 зображена схема котельної установки.

До її основних елементів, що утворюють котельний агрегат, відносять: паровий котел 1, який обігрівается топковими газами, закритий теплообмінний апарат, що слугує для перетворення живильної води в насичену пару з тиском вище однієї атмосфери; обмурівка 2 – зовнішні і внутрішні цегляні стіни і перегородки, що утворюють газоходи; каркас 3 – металева конструкція, яка слугує опорою для елементів котлоагрегату; топка 13 - пристрій для спалювання палива, в якому тепло згоряння палива передається поверхням нагріву, що орієнтовані в топку; пароперегрівник 6 - теплообмінний апарат, де здійснюється перегрів насиченої пари; економайзер 7- теплообмінний апа-

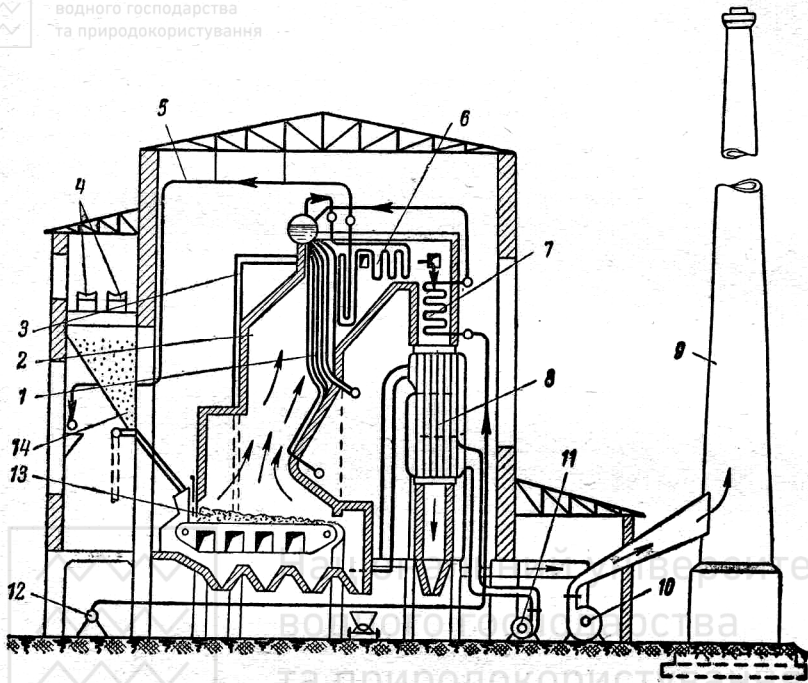


Рис. 18.1. Схема котельної установки

рат, де вода, що потрапляє в котел, підігрівається димовими газами, які виходять з котла; підігрівник повітря 8 – теплообмінний апарат, де повітря, що подається в топку, підігрівається теплом відхідних газів.

До допоміжних елементів обладнання відноситься: живильна установка, яка слугує для живлення котла водою; вона складається з живильного насоса 12, баків і трубопроводів; установка дуття, що складається з вентилятора 11 і повітроводів і призначена для нагнітання повітря в топку; тягова установка, яка складається з димососа 10 і димової труби 9 і забезпечує рух димових газів газоходами котла і видалення їх в атмосферу; паливоподача 4 подає паливо зі складу в бункер 14 котла; золовидалення – для видалення за межі котельної золи і шлаків; пристрій вловлювання золи – апарати для вловлювання легкої золи з відхідних газів; паропроводи 5 – сталеві труби для транспортування пари від котлоагрегату до споживачів; прилади теплового контролю; прилади для автоматичного регулювання роботи котлоагрегату.

Будова котельних установок.

Прототипом сучасних потужних котлів був простий циліндричний котел, схема якого наведена на рис.18.2.

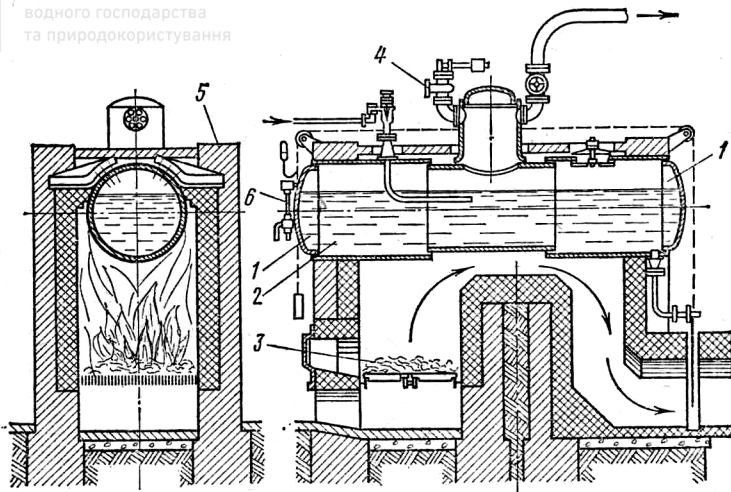


Рис. 18.2. Схема простого циліндричного котла

Такий котел представляє собою циліндр (барaban) 2 з двома опуклими днищами 1, який замуrowано в цегляну кладку 5. Під барабаном розташована ручна топка 3.

Для безпеки роботи котел оснащений елементарною арматурою: манометром 7, водомірним склом 6 і запобіжним клапаном 4.

Такі котли при великих габаритах і великих об'ємах води мали невеликі поверхні нагріву, низьку продуктивність і досить низькі параметри пари.

Удосконалення котлів проходило двома напрямками: по-перше, створювалися котли *газотрубні*, а по-друге, - *водотрубні*.

Газотрубний котел представляє собою циліндр, який заповнено водою і в якому розміщені труби, що з середини омиваються гарячими газами.

В *водотрубних котлах* в середині труб протікає вода і пароводяна суміш, а зовнішні стінки труб омиваються гарячими газами.

Газотрубні котли. Газотрубні котли поділяють на жаротрубні, димогарні і комбіновані.

Жаротрубні котли. загальний вигляд цього котла показаний на рис. 18.3а. В водяному просторі жаротрубного котла вздовж всього барабана 2 встановлена жарова труба 3, яка є по суті топкою. Вона з'єднана своїми кінцями з днищами барабана, утворюючи в ньому наскрізний отвір.

В передній частині жарової труби розміщується топка з колосниковою решіткою 4. Решта труби є першим димоходом 6 котельного агрегату.

Димові гази, виходячи з першого димоходу (жарової труби) проходять у другий димохід 7 і третій 5, де вони прогрівають другу сторону котла.

Жарову трубу в котлі встановлюють ексцентрично, що покращує циркуляцію води і створює умови для зручного очищення внутрішньої поверхні котла. Ці котли в теперішній час не будують, наявні старі іноді використовують як водогрійні.

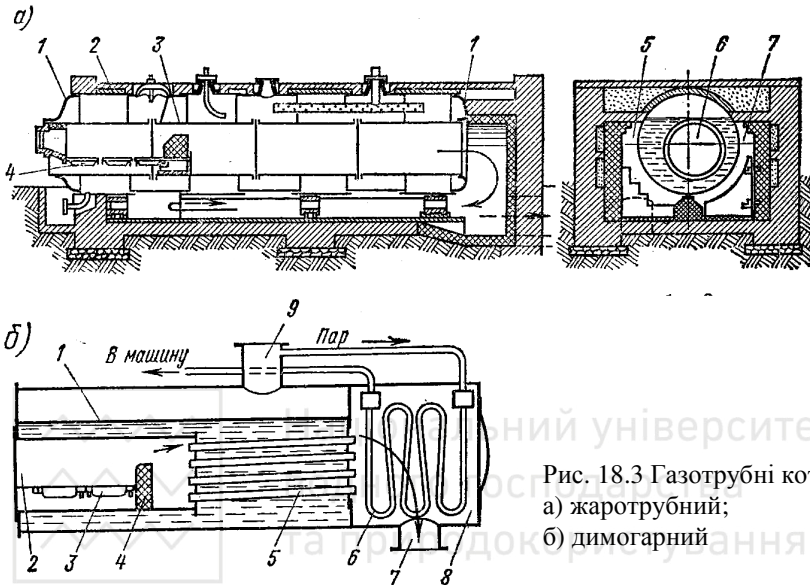


Рис. 18.3 Газотрубні котли:
а) жаротрубний;
б) димогарний

Димогарні котли. В водяному об'ємі барабана 1, рис. 18.3б, знаходиться пучок, який складається з великої кількості димогарних труб 5 малого діаметра (50..150 мм), якими проходять гарячі димові гази. Труби закріплені в днищах барабана. З однієї сторони барабана розміщується топкова камера 2, яка складається з колосникової решітки 3 і порога 4, а з другої – димова коробка 8. Рівень води в барабані повинен знаходитися вище верхнього ряду димогарних труб. Топкові гази з топки димогарними трубами напрямляються в димову коробку, а потім в димохід 7. Насичена пара з котла через сухопарник 9 відводиться в пароперегрівник 6, який розташований в середині димової коробки 8. В пароперегрівнику пара підсушується, перегрівається і направляється споживачу.

Газотрубні котли поступово витісняються водотрубними.

Водотрубні котли. Водотрубний котел складається з барабанів-парозбірників, колекторів (збірних трубопроводів великого перерізу) і пучків кип'ятільних труб невеликого діаметру. В водотрубних котлах значно зменшений об'єм води, через те, що барабан-парозбірник значно менше барабана-циліндра. При зниженні витрати металу на виготовлення котла підвищилася паропродуктивність і параметри пари.



В залежності від кута нахилу труб до горизонту водотрубні котли поділяють на горизонтально-водотрубні і вертикально-водотрубні.

Горизонтально-водотрубні котли. Такий котел, модернізований в 1937 р., отримав назву котла Шухова-Берліна, рис. 18.4.

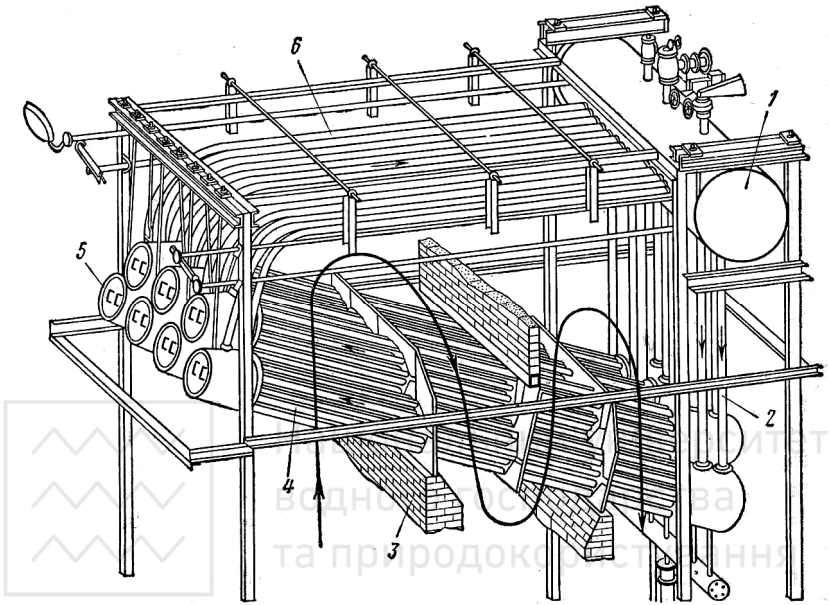


Рис. 18.4. Горизонтально-водотрубний котел системи Шухова-Берліна

В цьому котлі встановлений поперечний барабан, а пучки труб розміщені в шаховому порядку. При цьому довжина труб зросла, а кількість їх в пучку зменшилася. Циркуляція води і пароводяної суміші здійснюється наступним чином. З нижньої частини барабана-парозбірника 1 вода спускними трубами 2 переміщується в задні камери. Піднімаючись по кип'ятильним трубам 4, вода випаровується і, перетворившись у пароводяну суміш, заповнює передні камери 5. Звідти в вигляді пари повертається трубами 6 в верхню частину барабана-парозбірника. Для подовження шляху топкових газів встановлені цегляні перегородки 3.

Горизонтально-водотрубні котли в свій час мали великі переваги в порівнянні з газотрубними, але в порівнянні з сучасними вертикально-водотрубними котлами вони мають серйозні недоліки. Тому їх витіснили вертикально-водотрубні котли, і наша промисловість в теперішній час горизонтально-водотрубні котли не випускає.

Вертикально-водотрубні котли. Ці котли не мають з'єднувальних камер, вага яких в горизонтально-водотрубних котлах складала 30..40% від ваги всієї парогенераторної системи.

Спочатку вертикально-водотрубні котли будувалися з великою кількістю барабанів, рис. 18.5а і б, які є найбільш вартісною частиною котла, тому що

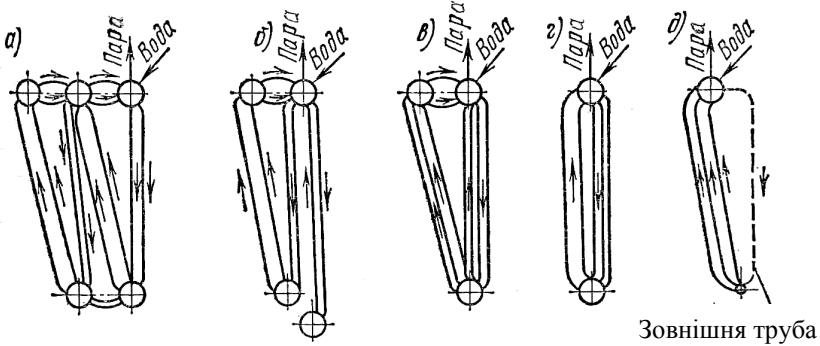


Рис. 18.5. Схеми розвитку вертикальних водотрубних котлів

збільшувало витрату металу . Подальший розвиток вертикально-водотрубних котлів йшов шляхом зменшення кількості барабанів, рис. 18.5 в і г. В теперішній час їх кількість доведена до одного, рис. 18.5 д. Перехід на однобарабанну систему дав можливість знизити витрату металу, який працює в умовах високого тиску. Одним з заходів по вдосконаленню конструкцій котлоагрегатів було створення екранованих вертикально-водотрубних котлів.

Одночасно з екрануванням топок почали широко застосовувати підігрівники повітря і водяні економайзери, які розміщувалися в конвекційній шахті.

Зараз вертикально-водотрубні котли є основним типом стаціонарних котельних установок будь-якої потужності.

Для попередження перегріву стінок котла, що створює небезпеку їх руйнування, необхідно від трубчастих поверхонь нагріву котла інтенсивно відводити теплоту. Теплоту відводить вода і пароводяна суміш, яка безперервно рухається вздовж поверхні нагріву в середині труб котла. Цей рух називають циркуляцією. За системою циркуляції котли ділять на котли з *природною* і з *примусовою циркуляцією*.

В котлах з природною циркуляцією рух води і пароводяної суміші здійснюється внаслідок різниці їх густини. В котлах з примусовою циркуляцією воду і пароводяну суміш примусово спонукують рухатися за допомогою циркуляційного насоса.

Розглянемо природну циркуляцію в простому контурі, рис. 18.6, який складається з двох барабанів 1 і 3, що з'єднані двома рядами труб 2 і 4.

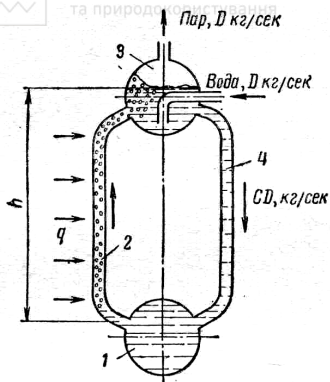


Рис. 18.6. Схема природної циркуляції води в котлі

лівому ряді вгору, а води в правому ряді вниз. Труби правого ряду називають опускними, а лівого підйомними.

Відношення кількості води, яка проходить через контур, до паропроодуктивності контуру D за той же проміжок часу називається *кратністю циркуляції* C . Для котлів з природною циркуляцією C коливається в межах від 10 до 60.

Різниця ваги двох стовпів рідини створює напір циркуляційної води в трубах, який дорівнює

$$\Delta p = gh(\rho_v - \rho_{см}), \quad (18.20)$$

де ρ_v , $\rho_{см}$ – густина води і пароводяної суміші, кг/м^3 , h – висота контуру, м.

Напір циркуляції витрачається на подолання опору руху трубами води і пароводяної суміші, а також на надання прискорення пароводяній суміші в зв'язку зі зростанням об'єму рідини і в зв'язку з пароутворенням в підйомних трубах.

В котлах з примусовою циркуляцією рух води і пароводяної суміші здійснюється примусово за допомогою циркуляційного насоса, напір якого розраховують на подолання опору усієї системи.

На рис 18.7 приведена схема котлоагрегату ПК-19 середньої паропроодуктивності (33,5 кг/с) з тиском 100 бар і температурою перегрітої пари 510 $^{\circ}\text{C}$. Котел має один барабан-парозбірник збільшеного розміру (діаметр 1,5 м) з особливими виносними циклонами для відділення пари від води.

Живильна вода в барабан-парозбірник потрапляє із водяного економайзера 6 по трубах, які проходять до барабана по задній стіні обмурівки котла і по перекриттю стелі.

Нижній барабан, труби і половина верхнього барабана заповнені водою, яка нагріта до температури кипіння. Якщо до труб лівого ряду підводити тепло q , то в них почнеться пароутворення. Бульбашки пари, як більш легкі, будуть спливати вгору, накопичуватися в паровому просторі верхнього барабана і звідти пара відводиться в систему споживання, а на її місце в барабан буде поступати свіжа живильна вода. Лівий і правий ряди труб являють собою систему двох сполучених посудин, із яких одна заповнена більш легкою рідиною – пароповітряною сумішшю, а друга – більш важкою – водою. Внаслідок різниці густини рідин буде здійснюватися рух пароводяної суміші в



Національний університет
водного господарства
та природокористування

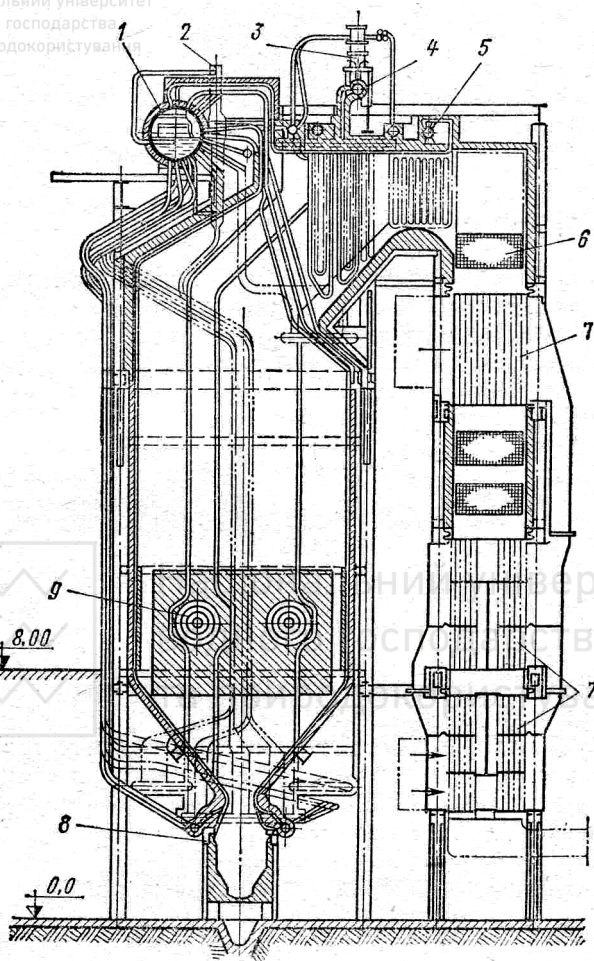


Рис. 18.7. Однобарабанний котлоагрегат типу ПК – 19.

З барабана-парозбірника 1 і частково з виносних циклонів 2 циркуляційна вода опускається по трубах, які розташовані зовні обмурівки в нижні колектори екранів, які розміщені біля гідравлічних затворів шлакової шахти 8.

Пара з барабана-парозбірника по трубах, які йдуть під перекриттям стелі, напрямляються в охолоджувач пари, де регулюється температура її перегріву частковою конденсацією з допомогою живильної води. Потім пара поступає в пароперегрівник 5, який розташований на горизонтальному газоході, що з'єднує топку з конвекційною шахтою. З пароперегрівника через вихідний колектор 4 пара напрямляється до споживача. На колекторі встановлені запобіжні клапани 3.



В конвекційній шахті котлоагрегату, крім економайзера, розміщуються також два ступеня підігрівника повітря 7. Повітря, що нагнітається вентилятором, проходить через підігрівник, нагрівається за рахунок теплоти димових газів і напрямляється до турбулентних пальників 9, які розміщені на бокових стінках топкової камери.

Утворені в топці продукти згоряння піднімаються до гори, омивають труби пароперегрівника, водяного економайзера і підігрівника повітря, а потім викидаються в атмосферу.

Прямоточні котли. Якщо в котлах з природною циркуляцією примусовий рух води відбувається лише в водяному економайзері, то в прямоточних котлах процес пароутворення від потрапляння води в котел до видачі перегрітої пари здійснюється примусово і однократно. Переміщення води, пароводяної суміші і пари здійснюється живильним насосом.

На рис 18.8 приведена схема руху робочого тіла по одновитковим трубам прямоточного котла.



Рис. 18.8. Схема руху робочого тіла по одновитковим трубам прямоточного котла

Щоб зменшити гідравлічний опір і збільшити сумарний живий переріз для проходження води, застосовують паралельне з'єднання витків, число яких може доходити до 50, рис 18.9.

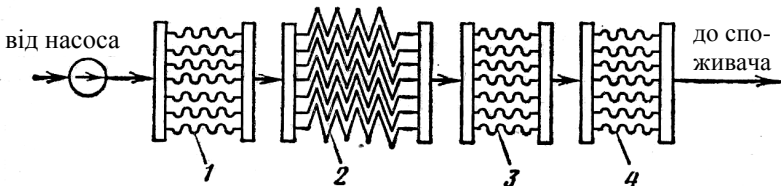


Рис. 18.9. Схема руху робочого тіла багатозавитковими трубами прямоточного котла

При цьому на шляху робочого тіла встановлюється ряд змішувальних колекторів, які ділять всю поверхню нагріву на окремі частини: водяний економайзер 1, радіаційну частину 2, конвекційну перехідну зону 3 і пароперегрівник 4. Всі ці частини системи між собою включені послідовно.

Л.К.Рамзін створив оригінальну конструкцію прямоточного котла, рис 18.10, який мав паропродуктивність 55 кг/с з тиском 137 бар і температурою 500°C.

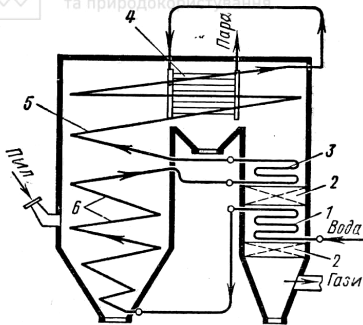


Рис. 18.10. Схема прямоточного котла конструкції Л.Д.Рамзіна

цій зони випадіння солей менш небезпечно, ніж в радіаційній, тому що температура газів тут нижча, ніж в топці котла. Тому поява шару накипу не може викликати небезпечного перегріву труб. З перехідної зони 3 пара поступає в радіаційну частину 5 пароперегрівника, а потім в конвекційну частину 4 і, нарешті, споживачу. В конвекційній шахті котельного агрегату розміщуються два ступеня підігрівника повітря 2.

До переваг прямоточного котла відносять невелику вагу в порівнянні з барабанним котлом, можливість отримання пари високих і надвисоких параметрів, дуже високу паропроодуктивність, швидкий пуск котла і відносну вибухобезпечність, а до недоліків – великі витрати електроенергії на живильні насоси і високі вимоги до якості живильної води.

Водогрійні котли. Вони застосовуються для підігріву води до температури 115°C при тиску $p \leq 0,7$ МПа.

Безпосередній підігрів мережевої води в водогрійних котлах спрощує схему котельної, зменшує її вартість і експлуатацію. Крім того, водогрійні котли мають високу степінь безпеки у порівнянні з паровими. Водогрійні котли виконуються без барабанів з прямотечійним рухом води. Всі поверхні нагріву виконані з труб малого діаметру у вигляді екранних панелей, які розташовані вертикально на стінах топкової камери, і пакетів змійовиків, що розташовані горизонтально в конвекційній шахті. В них відбувається нагрів мережевої води, яка циркулює під дією мережевих насосів.

Котли типу КВ-ТС, рис 18.11, випускають з механізованими топками і пневмомеханічними накидачами палива. Конструкція котлів дозволяє шляхом заміни подового екрана топки на колосникову решітку перевести їх на шарове спалювання твердого палива на ланцюговій решітці.

Живильна вода насосом подається в економайзер 1, де підігрівається теплою відхідних газів, і поступає в змійовик 6 радіаційної частини котлоагрегату. В нижній частині екранів вода нагрівається до температури кипіння. В міру просування її вверх трубами процес пароутворення продовжується. При паровмістості 70...75 % пароводяна суміш з радіаційної частини переходить в конвекційну – перехідну зону 3, яка розташована в конвекційній шахті. Тут відбувається остаточне випаровування води, яке супроводжується випадінням солей. В

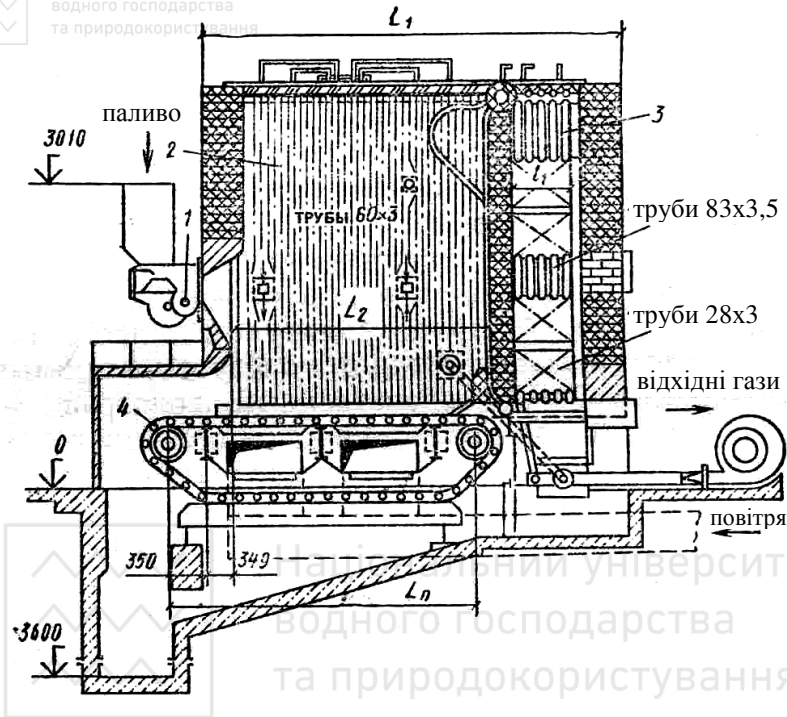


Рис. 18.11. Водогрійний котел KB-TC-4: 1- пневмомеханічний накидач палива; 2- екранні труби; 3- конвекційна частина котла; 4- ланцюгова решітка.

В останні роки все більше розповсюдження набувають прямооточні парові котельні агрегати з надкритичними параметрами пари (22 МПа і 530°C) паропродуктивністю 266 кг/с для блоків з турбіною потужністю 300 МВт; 400кг/с – для блока 400 МВт.; 695 кг/с – для блока 800 МВт. Подальший розвиток будівництва котлів передбачає розробку і впровадження котельних агрегатів для блоків потужністю 1500...2000 МВт, а також впровадження більш сучасних методів спалювання різних видів палива, як, наприклад, спалювання кам'яного вугілля в „киплячому шарі”. Сутність цього методу в наступному: під шар вугільної крихти подається сильний струмінь повітря, який приводить шар палива у завислий стан. Безперервний рух частинок палива в повітрі забезпечує їх швидке згоряння і інтенсивну тепловіддачу, що дозволяє підтримувати температуру в шарі нижче температури розм'якшення золи і спікання негорючих частинок палива.

Додаткові поверхні нагріву.

Пароперегрівники. Пароперегрівники призначені для підсушування пари і перегріву його до заданої температури.



В залежності від розміщення по зонах пароперегрівниці поділяють на *радіаційні, конвекційні і змішані*.

Пароперегрівниці складаються з великої кількості паралельно працюючих змійовиків, які виготовлені із труб діаметром 30...40 мм, і приварених до колекторів. Їх розташовують горизонтально, або, частіше, вертикально рис 18.12.

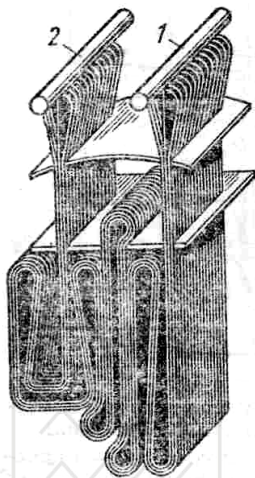


Рис. 18.12. Вертикальний пароперегрівник: 1- розподільчий колектор; 2- збірний колектор

В залежності від напрямку руху потоків пари і димових газів пароперегрівниці поділяють на *протитечійні, прямотечійні і комбіновані*, рис. 18.13.

В протитечійних пароперегрівниках, рис 18.13 а, пара, потрапляючи в перші (за ходом пари) витки труб, починає вже перегріватися. Підходячи до останніх витків, вона приймає майже кінцеву температуру перегріву. В цей час зовнішня поверхня труб омивається найбільш гарячими потоками димових газів.

Таким чином, поверхня нагріву проти токового пароперегрівника використовується з максимальною ефективністю. Проте вони використовуються до температури перегріву пари порядку 400...450°C, тому що початкові секції (за ходом димових газів) працюють в важких умовах.

В прямотечійних пароперегрівниках, рис. 18.13 б, перші витки його труб (за ходом пари) омиваються найбільш гарячими димовими газами. При цьому температура газу поступово зменшується, а температура пари зростає.

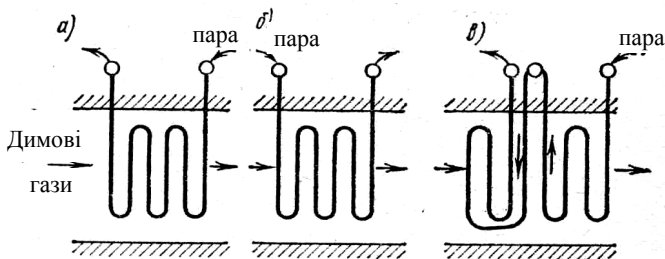


Рис. 18.13. Схема руху газу і пари в пароперегрівниках

Внаслідок цього спочатку створюється найбільша різниця температур газу і пари, а в кінці – найменша. Якщо при цьому пароперегрівник поступає волога пара, то при випаровуванні вологи солі, які в ньому вміщуються, будуть відкладатися в тих частинах змійовиків, які обігріваються газами з найбільшою температурою, що може призвести до перепалу труб пароперегрівника.

В комбінованих пароперегрівниках, рис 18.13 в, здійснюється комбінації, які складаються з прямої течії і протитечії. В цьому випадку створюються найбільш сприятливі умови як для забезпечення більш надійної роботи пароперегрівника, так і для оптимального використання теплоти газів. При цьому забезпечується найменша величина поверхні нагріву.

Економайзери. В економайзерах живильна вода підігривається відхідними з топки димовими газами. В котлах середнього і високого тиску встановлюють сталеві економайзери рис 18.14 а.

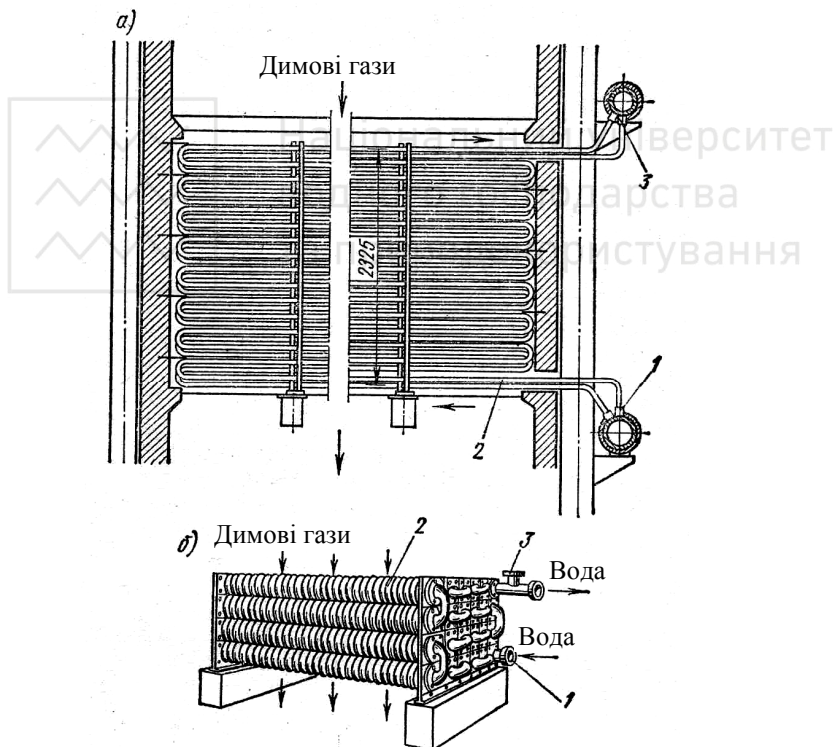


Рис. 18.14. Економайзери



Їх виконують у вигляді горизонтальних змійовиків з труб 2 діаметром 28...42 мм. В котлах низького тиску економайзери чавунні, рис 18.14 б, з окремих ребристих труб 2. Живильна вода через патрубок 1 подається в економайзер, труби якого омиваються гарячими димовими газами. Підігріта вода через патрубок 3 поступає в випарну частину котла.

Економайзери бувають киплячі і не киплячі. В не киплячих економайзерах вода нагрівається на 30...50°C нижче температури кипіння води в котлі, а в киплячих частина води (порядку 20 %) перетворюється у пару. Чавунні економайзери завжди роблять не киплячими.

Для очищення труб економайзера від золи їх періодично обдувають водяною парою.

Підігрівники повітря. Підігрівники повітря призначені для підігрівання повітря, яке подається в топку котла для горіння палива. Підігрів повітря здійснюється теплотою димових газів. Підігрівники повітря бувають *рекуперативні* і *регенеративні*. Їх виготовляють з сталі або з чавуну з поверхніми нагріву, що утворюються *трубами* (трубчасті) або *пластинами* (пластинчасті). Найпоширенішими є підігрівники повітря трубчасті рекуперативні, які виготовляються з сталевих труб діаметром 25...50 мм.

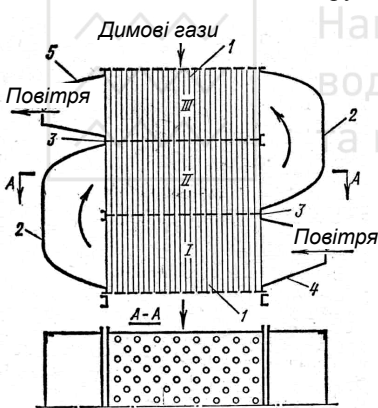


Рис. 18.15. Трубчастий трьох-ходовий рекуперативний підігрівник повітря.

На рис.18.15 показаний трубчастий підігрівник повітря. Димові гази проходять всередині вертикально встановлених труб 1 підігрівника повітря зверху вниз. Повітря поступає у вхідний короб 4 в горизонтальному напрямі і, омиваючи зовнішні стінки секцій I, II і III, потрапляє в вихідний короб 5 і далі в топку.

В регенеративних підігрівниках повітря забирає теплоту, яка була акумульована в елементах конструкції, що називаються *насадкою*. Частіше всього використовуються обертові підігрівники повітря, коли насадка в процесі обертання спочатку омивається димовими газами, а потім повітрям, що підігрівається.

Додаткові пристрої.

Пристрої дуття До пристроїв *дуття* відносять всі види вентиляторів, які застосовуються для подачі повітря і газів в топку, до системи приготування пилу і до інших ділянок котлоагрегату.

До *тягових* пристроїв відносять газоходи котлоагрегатів з регулюючими засувками, димову трубу, яка створює природну тягу, і димососи, які створюють штучну тягу.

Природна тяга базується на принципі різниці густини гарячих димових газів, що знаходяться в димовій трубі, і холодного атмосферного повітря.

Котельну установку можна розглядати як сполучену посудину, одне коліно якої заповнене гарячим газом, а друге – холодним повітрям, рис. 18.16.

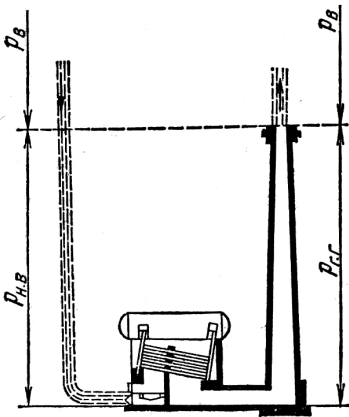


Рис. 18.16. Схема дії природної тяги: $p_{ст}$ – тиск стовпа зовнішнього повітря до рівня устя труби; $p_{нов}$ – тиск повітря до рівня устя труби; $p_{г}$ – тиск стовпа гарячих газів

Гарячі газу, що мають меншу густину, піднімаються вгору і виходять з труби, а холодне зовнішнє повітря з більшою густиною втягується в топку і заповнює простір, що звільнився. Таким чином, створюється безперервний рух повітря, який потрапляє в топку і який виходить з неї.

В сучасних середніх і особливо великих котельних установках значно зросла сумарна площа поверхонь нагріву. Димові газу, переміщуючись газовим трактом котлоагрегату, зустрічають на своєму шляху великі гідравлічні опори, які не можуть бути подолані природною тягою. В таких умовах необхідно створювати додаткову штучну тягу. Перед димовою трубою встановлюють димосос, який висмоктує з котлоагрегату гарячі газу і примусово проганяє їх через димову трубу в атмосферу.

Пристрої видалення золи і шлаку (жужелі). В шарових топках 70...80 % золи, яка утворюється після згоряння палива, залишається всередині топки на решітці і в шлаковому бункері, а 20...30 % виноситься в атмосферу з димовими газами. В камерних топках, навпаки, більша частина золи, до 90 %, виноситься з димовими газами через трубу в атмосферу. Залишок золи перетворюється у шлак і попадає в бункери, що розташовані під топкою. Зола і шлак систематично видаляються з котельної.

Пристрої для вловлювання золи. Більш складно видалити золу, яка мала б бути викинута димовими газами в атмосферу. Дуже тонка летка зола засмічує навколишню місцевість, шкідливо діє на живі організми і рослини. За санітарними нормами середньодобова концентрація золи в зоні дихання допускається не більше 0,15 мг/м³. Крім того, зола маючи абразивні властивості, швидко зношує димососи. Тому при спалюванні твердого палива на усьому протягу трубопроводу обов'язково встановлюють пристрої для видалення золи.

За санітарними нормами проектування промислових підприємств і електростанцій димові труби повинні бути достатньо високими. Частина золи, що не затримана пристроями її вловлювання, піднімається з димовими газами в верхні шари атмосфери. На великій висоті зола розвіюється, переміщується з великою кількістю повітря і повертається в нижні шари атмосфери з меншою концентрацією.



Для очищення димових газів від золи застосовують *інерційні золовловлювачі* (сухі і мокрі) і *електричні фільтри*.

Суші інерційні золовловлювачі (циклони), рис. 18.17, а, працюють з використанням відцентрової сили рухомих частинок золи.

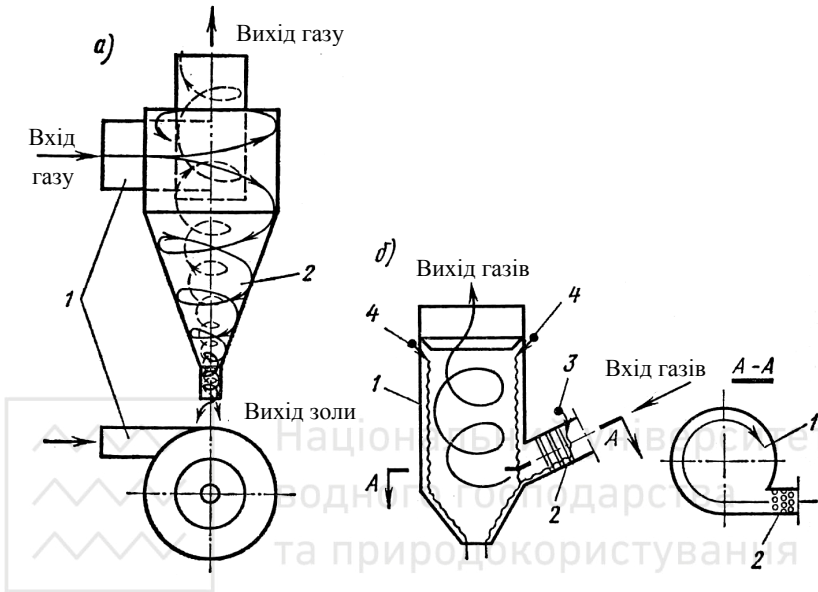


Рис. 18.17. Схеми інерційних золовловлювачів

Потік димових газів через завитки 1 напрямляється в циклон 2, де закручується; частинки золи під дією відцентрової сили гальмуються об корпус циклону і, випадаючи з потоку рухомого газу, зсипаються в бункер. Очищений від золи димовий газ видаляється і відводиться через трубу в атмосферу. Степінь очищення димових газів в такому циклоні досягає 60 %.

Циклони невеликого діаметру (150...250 мм), які складені в батарею і розміщені в окремому кожусі, називають *батареїним циклоном*. Степінь очищення газів в такому циклоні децю вища і доходить до 65...70 %.

Мокрі інерційні вловлювачі золи, рис 18.17 б, працюють також з використанням відцентрової сили, але з відводом золи в зволоженому стані. Для цього патрубків золовловлювача, куди входить потік димових газів, обладнують решіткою 2, на яку подається вода через форсунку 3, де газ частково очищується від золи. Попадаючи в корпус 1, газ закручується циклоном, і частинки притискаються до стінок корпусу, по якому безперервно тонкою плівкою стікає вода, що подається через форсунку 4., і змиває золу. Очищений газ відводиться в атмосферу.

Степінь очищення газу в таких золовловлювачах досягає 85...90 %.



Електричні фільтри, рис. 18.18, працюють на принципі розділення зарядів, що утворилися завдяки іонізації газів струмом високої напруги.

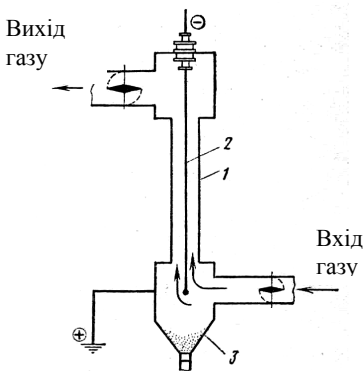


Рис. 18.18. Схема електричного фільтра

Під дією електричного поля високої напруги відбувається іонізація димових газів. Частинки золи, заряджаючись негативним зарядом, притягуються до позитивного (осадового) електроду. Осідаючи на ньому, частинки золи віддають електроду свій заряд і утримуються на його стінках за рахунок сил зчеплення, а очищений від пилу газ відводиться в атмосферу. Осівши на стінках золу періодично струшують (при знятому напруженні і відключеному потоці газів) в бункери 3, які розташовані нижче електричних фільтрів. Степінь очищення газів електричними фільтрами складає 90...94 %.

Каркас і обмурівка котлоагрегату.

Каркасом котлоагрегату називають металеву конструкцію із сталевих колон і балок. Деталі каркасу з'єднують між собою болтами або зварюють. Каркас підтримує барабан, колектори, пучки труб і інші елементи котлоагрегату, а також обмурівку, драбини і площадки. Металеві колони (стійки) і горизонтальні балки каркасу сприймають на себе навантаження від усієї ваги котлоагрегату, води і умурування котла.

Умуруванням котла називають зовнішні і внутрішні стіни топкової камери і газоходів котлоагрегату. Умурування повинно мати механічну міцність, термічну стійкість і теплоізоляційні властивості. Матеріал умурування повинен добре опиратися дії розплавлених шлаків. Для виготовлення умурування застосовують просту і фасонну цеглу, яка виготовлена з вогнетривкого матеріалу. Для кладки внутрішніх стін умурування частіше всього застосовують цеглу з вогнетривкої шамотної глини. Вона має високу тугоплавкість і термічну стійкість.

Гарнітура і арматура котлоагрегату.

Гарнітурою називають комплект пристроїв і деталей, які необхідні для обслуговування котлоагрегату і спостереження за його роботою. До гарні-

тури відносяться люки, лази, патрубки з фланцями, оглядові скляні вікна, клапани, пристрої для обдування, топкові деталі (заслінки, затвори) і ін.

В техніці *арматурою* називають комплект дрібних, як правило, стандартних деталей і приладів. Арматура не входить до числа основних частин розглядуваного агрегату, але забезпечує правильну його роботу.

За правилами Держтехнагляду кожен котел повинен мати запобіжні клапани, манометри, водовказуючі прилади, а також необхідні запірні клапани, вентилі і спускні крани.

Якщо з будь-яких причин тиск пари в котлі стає вище заданого, то запобіжні клапани автоматично відкриваються і випускають частину пари в атмосферу, знижуючи тим тиск в котлі. Запобіжні клапани встановлюють на барабані-парозбірнику, пароперегрівниках і економайзерах. Кількість і розміри клапанів визначають за нормами Держтехнагляду. Дію всіх клапанів регулярно перевіряють. Для котлів з тиском пари до 22 ат клапани перевіряють один раз на зміну, при тиску пари 22...60 ат – раз на добу, а при тиску більш 60 ат перевірку проводять після однієї тисячі годин роботи клапана.

Для вимірювання тиску пари на паровому котлі встановлюють пружинні манометри. Вони повинні бути захищені від дії високих і дуже низьких температур. Манометр, як правило, встановлюють вертикально, а якщо умови не дозволяють, то з ухилом не більше 30°. Циферблат манометра повинен бути добре освітлений, щоб його покази були чітко видимі обслуговуючому персоналу. Всі манометри щорічно перевіряють в Інституті мір і вимірювальних пристроїв. Перевірений манометр пломбують свинцевою пломбою з вказуванням дати перевірки.

Рівень води в барабані котла завжди повинен залишатися постійним. Якщо в котел подано надто багато води, то частина її може бути викинута в пароперегрівник. Якщо води в котлі буде дуже мало, то це призведе до перепалу поверхні нагріву і вибуху парового котла. За правилами Держтехнагляду котли повинні бути оснащені приладами, які показують рівень води. Через скло або слюду цих приладів слідкують за рівнем води в барабані.

Живильна вода і режим роботи котла. Найкращою водою для живлення котла є конденсат пари, яка відпрацювала в двигунах. Його і направляють з конденсатора знову в паровий котел. Проте в конденсаторі утворюється конденсату менше, ніж було подано в котел живильної води. Це пояснюється втратами пари і води в пароводяному тракці установки. Тому, крім конденсату, в котел добавляють хімічно очищену воду.

Додаткова вода не повинна мати в своєму складі домішок ні в розчиненому, ні в колоїдному стані, ні у вигляді механічних завислих частинок. Механічні домішки, потрапляючи з водою в котел, засмічують деякі його ділянки і порушують циркуляцію. Колоїдно розчинені частки у воді являють собою органічні речовини. Вони викликають спінення котлової води. В піні ж накопичуються розчинені солі. Пара, виходячи з барабана, легко захоплює з собою піну з солями, що в ній знаходяться.



Розчинені у воді домішки (солі) в процесі пароутворення випадають і осідають на внутрішніх поверхнях котла в вигляді накипу і шламу. *Накип* – солі, які випали з води під час її нагрівання і кипіння і осіли на поверхнях нагріву котла. *Шлам* – солі, які випали з води і залишаються в ній у вигляді завислих частинок. Накип утворює додатковий шар на стінці котла, який знижує теплопровідність і призводить до перегріву стінок, що знижує міцність стінок і створює аварійні ситуації. Коефіцієнт теплопровідності накипу дорівнює 0,1...5 Вт/(м град), а сталі 39 Вт/(м град). Крім того, розчинені в воді солі і гази, викликають корозію і підсилюють утворення піни.

Навіть при достатньо високому очищенні води в ній все ж таки залишається частина домішок. Деяка частина домішок міститься також в конденсаті. Вони потрапляють в конденсат з охолоджуючої води, тому що завжди мають місце деякі нещільності в місцях закріплення труб конденсаторів.

Таким чином, живильна вода, яка поступає в котел, не вільна від шкідливих домішок. В той час як з барабана котла пара відводиться і солі в котловій воді залишаються, а через те, що суха пара в основному солі не розчинює, то з плином часу концентрація солей в котловій воді зростає.

Пара в котлах високого тиску (вище 100 ат), крім солей, занесених частинками води, засмічується ще кремнієвою кислотою і натрієвими сполуками.

Таким чином, волога пара, яка поступає в пароперегрівник, містить в своєму складі частинки котлової води з розчиненими в ній солями. Солі, відкладаючись на поверхнях пароперегрівника і лопатках турбіни, утворюють накип, порушуючи цим нормальну роботу. Тому для правильної роботи котлоагрегату, крім очищення додаткової води, *необхідно весь час підтримувати внутрішній котловий водний режим*. Для цього в процесі роботи котла строго спостерігають за складом води. В міру необхідності додають в котлову воду спеціальні реагенти – фосфатні солі. Катіони кальцію і магнію, які знаходяться у воді, зв'язуються з іонами фосфатів і утворюють малорозчинні солі. Такі солі випадають у вигляді шламу, легко видаляються періодичною продувкою води в нижніх точках барабанів і колекторів.

Засмічення води в барабані котла домішками сприяє утворенню піни. Хлоп'я піни спливають вгору і захоплюють за собою велику кількість шкідливих домішок. Тому максимальна концентрація солей в котловій воді утворюється в її верхніх шарах. Для видалення верхніх шарів води в барабані розміщують трубу, що має ряд отворів. За допомогою труби воду забирають з верхніх шарів з усієї довжини барабана і безперервно відводять продувкою.

Параметри відведеної з барабана продувної води дорівнюють параметрам робочого тіла в котлі. Тому для зменшення теплових втрат від безперервної продувки продувну воду не скидають в технічну каналізацію, а направляють в сепаратор. *Сепаратор* – це посудина, яка приєднана до парової магістралі або до теплообмінного апарату, тиск в якому значно нижче тиску в котлі. Вода продувки, потрапляючи в середовище з меншим тиском, закипає і час-

тина її перетворюється в пару, яка поступає в загальну систему теплосилової установки (частіше всього в економайзери). Залишкова вода продувки при цьому охолоджується, тиск її і тепловміст знижуються. Проте вона має ще достатньо високу температуру і використовується в якості теплоносія на власні потреби теплосилової установки, наприклад, на підігрів додаткової хімічно очищеної води. Після підігріву додаткової води охолоджена вода продувки скидається в технічну каналізацію.

Автоматизація роботи котельної установки.

Процеси, які відбуваються в сучасних котлоагрегатах середньої і великої продуктивності, змінюються настільки швидко, що керувати ними вручну неможливо. В теперішній час створено і широко застосовується автоматичне регулювання більшості процесів котлоагрегату.

Регулювання рівня води в барабані котла. При повному припиненні живлення барабана водою рівень її змінюється від гранично верхнього до гранично нижнього положення приблизно за 30 секунд. Тому тут застосовують швидкодіючі регулятори рівня, які безперервно змінюють витрати пари і живильної води. Зміна режиму котла викликає різницю в витратах, яка слугує імпульсом, що діє на регулюючий клапан живильної води. В міру необхідності подача води або зменшується, або збільшується.

Регулювання горіння палива в топці. Для того щоб тиск, температура і кількість пари в котлі залишалися постійними, необхідно витримувати встановлені співвідношення між кількістю теплоти, що отримується поверхнею нагріву випарної частини котла, і кількістю теплоти, яка витрачається на утворення пари заданих параметрів. При порушенні цього співвідношення змінюються кількість пари, яка утворюється в котлі, і її параметри.

Для підтримання цього співвідношення встановлюється регулятор горіння палива в топці. Діючи на пристрої подачі палива і на напрямні апарати вентиляторів дуття, регулятор горіння регулює подачу палива і повітря в топку.

Регулювання температури перегрітої пари. Температура перегрітої пари може відхилятися від заданих значень при зміні навантаження котла, температури живильної води, коефіцієнта надлишку повітря і при закиданні води в пароперегрівник.

Підвищення температури перегрітої пари понад прийнятого значення відповідно підвищує середню температуру і знижує міцність пароперегрівника, трубопроводів і деяких елементів парової турбіни. Пониження температури перегрітої пари знижує економічність паросилової установки. Для автоматичного регулювання температури перегрітої пари встановлюють охолоджувач пари з сприском. Регулятор температури отримує імпульс від термопари, яка встановлена в вихідному колекторі пароперегрівника, і діє на клапани спрису конденсату.

Регулювання розрідження в топці. При всіх режимах роботи в верхній її частині треба підтримувати розрідження приблизно 1...2 мм вод ст. Це ви-

ключає витікання продуктів згоряння з топки. Для цієї мети встановлюють регулятор розрідження, який діє на напрямні апарати димососів.

Регулювання солевмісту в котловій воді. В барабані котла встановлюють солемір. Принцип його роботи базується на зміні електропровідності води в залежності від зміни її солевмісту. При зміні солевмісту солемір подає імпульс регулятору продувки, який автоматично діє на клапани продувки.

Тут перераховані не всі регулятори, які впливають на режим роботи котлоагрегату. В кожному окремому випадку їх число зростає або зменшується.

Сигналізація котлоагрегату. Барабанні парові котли обладнують звуковими і світловими сигналізаторами граничних рівнів води в барабані, граничних температур перегрітої пари і найнижчого тиску живильної води.

Пристрої блокування. Пристрої блокування зв'язують в котлоагрегаті елементи включення і переключення таким чином, щоб стало неможливим поєднання (комбінації) включень, які небезпечні для агрегату і обслуговуючого персоналу. Так, наприклад, при аварійному відключенні димососів автоматично відключаються вентилятор дуття і подача палива в топку.

Щит управління котлом. Робота котельної установки, автоматичних регуляторів, захисних пристроїв і блокування повинна строго контролюватися. Для цього встановлюють так званий тепловий щит, на якому розміщені контрольно-вимірювальні прилади, які виконують функції як показу, так і реєстрації. Перед щитом розміщується пульт управління з перемикачами, які дозволяють переходити з автоматичного управління на дистанційне і зворотно. Пульт управління є робочим місцем машиніста котла, який спостерігає за роботою котла і автоматичних регуляторів. У випадку необхідності машиніст втручається в їх роботу.

Приклади розв'язання задач

Задача 18.1.

В топці котельного агрегату паропродуктивністю $D = 29,5$ кг/с спалюється донецьке вугілля марки А складом (за об'ємом): $C^p=63,8\%$; $H^p=1,2\%$; $S_{л.р}^p=1,7\%$; $N^p=0,6\%$; $O^p=1,3\%$; $A^p=22,9\%$; $W^p=8,5\%$. Скласти тепловий баланс котельного агрегату, якщо відомі температура палива при вході в топку $t_{п}=20^{\circ}\text{C}$, натуральна витрата палива $B=4$ кг/с, тиск перегрітої пари $p_{п.п}=4$ МПа, температура перегрітої пари $t_{п.п}=450^{\circ}\text{C}$, температура живильної води $t_{ж.в}=150^{\circ}\text{C}$, величина безперервної продувки $P=4\%$; теоретичний об'єм повітря, який необхідний для спалювання 1 кг палива $V^{\circ}=2,94$ м³/кг, об'єм відхідних газів на виході з останнього газоходу $V_{вг}=4,86$ м³/кг, температура відхідних газів на виході з останнього газоходу $t_{вг}=160^{\circ}\text{C}$, середня об'ємна теплоємність газів при постійному тиску $c_{p.вг}=1,415$ кДж/(м³·К), коефіцієнт надлишку повітря за останнім газоходом $\alpha_{вг}=1,48$, температура повітря в котельній $t_{пое}=30^{\circ}\text{C}$, середня об'ємна теплоємність повітря при постійному тиску $c_{p.пое}=1,297$ кДж/(м³·К), вміст в відхідних газах оксиду вуглецю $CO=0,2\%$ і трьохатомних газів $RO_2=16,6\%$ і втрати тепла від механічної неповноти зго-

Дано:

$D = 29,5$ кг/с;

$C^p = 63,8\%$;

$H^p = 1,2\%$;

$S_n^p = 1,7\%$;

$N^p = 0,6\%$;

$O^p = 1,3\%$;

$A^p = 22,9\%$;

$W^p = 8,5\%$;

$t_{in} = 20^\circ\text{C}$;

$B = 4$ кг/с;

$p_{n,n} = 4$ МПа;

$t_{n,n} = 450^\circ\text{C}$;

$t_{ж,в} = 150^\circ\text{C}$;

$P = 4\%$;

$V^o = 2,94$ м³/кг;

$V_{в,з} = 4,86$ м³/кг;

$t_{в,з} = 160^\circ\text{C}$;

$c_{p,в,з} = 1,415$
кДж/(м³·К);

$\alpha_{в,з} = 1,48$;

$t_{нов} = 30^\circ\text{C}$;

$c_{p,n} = 1,297$;

$CO = 0,2\%$;

$RO_2 = 16,6\%$;

$q_4 = 4\%$.

$Q_1 = ?$; $Q_2 = ?$;

$Q_3 = ?$; $Q_4 = ?$;

$Q_5 = ?$;

Розв'язання

1. Нижчу теплоту згоряння робочої маси палива визначаємо за формулою (16.2)

$$Q_n^p = 339C^p + 1031H^p - 109(O^p - S_n^p) - 25W^p = 339 \cdot 63,8 + 1031 \cdot 1,2 - 109(1,3 - 1,7) - 25 \cdot 8,5 = 23056 \text{ кДж/кг.}$$

2. Теплоємність робочої маси палива знаходимо за формулою (18.8)

$$c_n^p = c_n^c \frac{100 - W_p}{100} + c_{H_2O} \frac{W_p}{100} = 0,962(100 - 8,5)/100 + 4,19 \cdot 8,5/100 = 1,236 \text{ кДж/(кг·К).}$$

3. Фізичну теплоту палива визначаємо за формулою (18.7) $Q_{физ n} = c_n^p t_n = 1,236 \cdot 20 = 24,72$ кДж/кг.

4. Наявну теплоту знаходимо за формулою (18.4)

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{вн} + Q_{нар} + Q_{физ n} + Q_k. \text{ Для даних умов } Q_p^p = Q_n^p + Q_{физ n} = 23056 + 24,72 = 23081 \text{ кДж/кг.}$$

5. Теплоту, яка корисно використовується в котлоагрегаті, визначаємо за формулою (18.10)

$$Q_l = \frac{D_{nn}}{B} \left[(h_{nn} - h_{в,ж}) + \frac{P}{100} (h_{кв} - h_{в,ж}) \right] = (29,5/4) [3330 - 632] + (4/100) (1087,5 - 632) = 19916 \text{ кДж/кг.}$$

$D_{nn} = D$, тому, що відсутній відбір насиченої пари. Ентальпію пари $h_{n,n}$ знаходимо за $h-s$ діаграмою, $h_{n,n} = 3330$ кДж/кг; ентальпію живильної і котлової води знаходимо за таблицями 7 і 8 додатка: $h_{кв} = 632$ кДж/кг, $h_{в,ж} = 1087,5$ кДж/кг.

6. Втрати теплоти з відхідними газами знаходимо за залежністю (18.12)

$$Q_2 = \left(V_{в,з} \cdot c'_{pв,з} t_{в,з} - \alpha_{в,з} V^o c'_{pн,нов} t_{нов} \right) \frac{100 - q_4}{100} = (4,87 \cdot 1,415 \cdot 160 - 1,48 \cdot 2,94 \cdot 1,297 \cdot 30) (100 - 4) / 100 = 897 \text{ кДж/кг.}$$

7. Втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива визначаємо за формулою (18.13)

$$Q_3 = \frac{237(C^p + 0,375S_n^p)CO}{(RO_2 + CO)} = \frac{237(63,8 + 0,375 \cdot 1,7)0,2}{16,6 + 0,2} = 188 \text{ кДж/кг.}$$

8. Втрати теплоти від механічної неповноти згоряння палива визначаємо за формулою

$$Q_4 = q_4 Q_p^p / 100 = 4 \cdot 23081 / 100 = 923 \text{ кДж/кг.}$$

9. Втрати теплоти в оточуюче середовище визначаємо з рівняння (18.2)

$$Q_5 = Q_p^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 23081 - (19916 + 897 + 188 + 923) = 1157 \text{ кДж/кг.}$$

10. Складові теплового балансу:

$$q_1 = (Q_1 / Q_p^p) 100 = (19916 / 23081) 100 = 86,3 \%$$

$$q_2 = (Q_2 / Q_p^p) 100 = (897 / 23081) 100 = 3,9 \%$$

$$q_3 = (Q_3 / Q_p^p) 100 = (188 / 23081) 100 = 0,8 \%$$

$$q_4 = (Q_4 / Q_p^p) 100 = (923 / 23081) 100 = 4,0 \%$$

$$q_5 = (Q_5 / Q_p^p) 100 = (1157 / 23081) 100 = 5,0 \%$$

Тепловий баланс котельного агрегату згідно рівняння (18.2)

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 19916 + 897 + 188 + 923 + 1157 = 23081 \text{ кДж/кг}$$

або у відсотках від наявної теплоти згідно рівняння (18.3)

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 86,3 + 3,9 + 0,8 + 4,0 + 5,0 = 100 \%$$

Відповідь: $Q_1 = 19916 \text{ кДж/кг}$; $Q_2 = 897 \text{ кДж/кг}$; $Q_3 = 188 \text{ кДж/кг}$;

$Q_4 = 923 \text{ кДж/кг}$; $Q_5 = 1157 \text{ кДж/кг}$.

Контрольні питання.

1. Що називається тепловим балансом котельного агрегату?
2. Як визначається ККД котельного агрегату?
3. Що називається котельною установкою?
4. Як класифікуються котельні установки?
5. Що таке екрани топкової камери? Призначення екранів.
6. Як визначається ККД топки?
7. В чому полягає принцип природної циркуляції парогенератора?
8. Які парогенератори називаються прямоточними?
9. В чому полягає призначення пароперегрівників?
10. Що таке економайзери?
11. Як визначається ККД парогенератора (котлоагрегату)?



ДОДАТКИ

Таблиця 1

Середня кіломолярна теплоємність газів при постійному тиску μC_{pm}
кДж/(кмоль·град) в інтервалі температур 0... $t^{\circ}\text{C}$.

$t, ^{\circ}\text{C}$	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	SO_2	H_2O	Повітря
0	29,278	29,023	28,621	29,127	35,865	38,859	33,503	29,077
100	29,542	29,052	28,939	29,182	38,118	40,660	33,746	29,157
200	29,936	29,140	29,077	29,308	40,065	42,335	34,123	29,303
300	30,405	29,291	29,128	29,521	41,761	43,884	34,580	29,525
400	30,882	29,504	29,190	29,793	43,256	45,224	35,095	29,793
500	31,338	29,768	29,253	30,103	44,579	46,396	35,635	30,099
600	31,766	30,049	29,320	30,430	45,760	47,360	36,200	30,409
700	32,155	30,346	29,412	30,756	46,819	48,239	36,795	30,727
800	32,507	30,639	29,521	31,075	47,770	48,951	37,398	31,033
900	32,829	30,928	29,651	31,380	48,624	49,621	38,013	31,326
1000	33,122	31,200	29,793	31,669	49,399	50,165	38,624	31,602
1100	33,390	31,460	29,948	31,941	50,106	50,668	39,232	31,866
1200	33,637	31,711	31,111	32,197	50,747	51,086	39,830	32,113
1300	33,868	31,946	30,292	32,431	51,329	-	40,412	32,348
1400	34,081	32,168	30,472	32,658	51,865	-	40,482	32,570
1500	34,286	32,377	30,652	32,863	52,355	-	41,531	32,779
1600	34,479	32,570	30,836	33,055	52,807	-	42,062	32,971
1700	34,663	32,754	31,016	33,236	53,226	-	42,582	33,156
1800	34,839	32,921	31,196	33,407	53,611	-	43,076	33,323
1900	35,011	33,085	31,376	33,566	53,967	-	43,545	33,487
2000	35,174	33,235	31,552	33,713	54,298	-	44,001	33,646
2100	35,333	33,382	31,728	33,855	54,604	-	44,399	33,792
2200	35,488	33,520	31,895	33,985	54,888	-	44,860	33,931
2300	35,639	33,646	32,063	34,110	55,152	-	45,262	34,064
2400	35,790	33,683	32,226	34,228	55,399	-	45,651	34,190
2500	35,932	33,880	32,389	34,341	55,625	-	46,023	34,311
2600	36,074	34,180	32,544	34,480	56,350	-	46,388	34,450
2700	36,212	34,290	32,695	34,580	56,580	-	46,736	34,560
2800	36,360	34,390	32,870	34,680	56,820	-	47,066	34,670
2900	36,480	34,490	33,010	34,770	57,040	-	47,384	34,770
3000	36,610	34,580	33,160	34,860	57,230	-	-	34,870



Таблиця 2.

Фізичні параметри сухого повітря при атмосферному тиску (0,101 МПа)

Температура		Густина ρ , кг/м ³	Теплоєм- ність C_p , кДж/(кг·К)	Тепло- провід- ність $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Темпера- туропро- відність $\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	Коефіці- єнт кінема- тичної в'язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Число Пран- дтля Pr
К	°С						
223	-50	1,584	1,013	2,040	12,7	9,23	0,728
233	-40	1,515	1,013	2,120	13,8	10,04	0,728
243	-30	1,453	1,013	2,200	14,9	10,80	0,723
253	-20	1,395	1,009	2,280	16,2	12,79	0,716
263	-10	1,342	1,009	2,360	17,4	12,43	0,712
273	0	1,293	1,005	2,442	18,8	13,28	0,707
283	10	1,247	1,005	2,510	20,0	14,26	0,705
293	20	1,205	1,005	2,590	21,4	15,06	0,703
303	30	1,165	1,005	2,670	22,9	16,00	0,701
313	40	1,128	1,005	2,760	24,3	16,96	0,699
323	50	1,093	1,005	2,826	25,7	17,95	0,698
333	60	1,060	1,005	2,900	27,2	18,97	0,696
343	70	1,029	1,009	2,960	28,2	20,02	0,694
353	80	1,000	1,009	3,050	30,2	21,09	0,693
363	90	0,972	1,009	3,130	31,9	22,10	0,690
373	100	0,946	1,009	3,210	33,6	23,13	0,688
393	120	0,898	1,009	3,340	36,8	25,45	0,686
413	140	0,854	1,013	3,490	40,3	27,80	0,684
433	160	0,815	1,017	3,640	43,9	30,09	0,682
453	180	0,779	1,022	3,780	47,5	32,49	0,681
473	200	0,740	1,026	3,931	51,4	34,85	0,680
523	250	0,674	1,038	4,268	61,0	40,61	0,677
573	300	0,615	1,047	4,605	71,6	48,33	0,674
623	350	0,566	1,059	4,908	81,9	55,46	0,676
673	400	0,524	1,068	5,210	93,1	63,09	0,678
773	500	0,456	1,093	5,745	115,3	79,38	0,687
873	600	0,404	1,114	6,222	138,3	96,89	0,699
973	700	0,362	1,135	6,710	163,4	115,40	0,706
1073	800	0,329	1,156	7,176	188,7	134,80	0,713
1173	900	0,301	1,172	7,629	216,2	155,10	0,717
1273	1000	0,277	1,185	8,071	245,9	177,10	0,719
1373	1100	0,257	1,197	8,502	276,3	199,30	0,722
1473	1200	0,239	1,210	9,153	316,5	223,70	0,724



Таблиця 3

Фізичні параметри димових газів при атмосферному тиску (0,101 МПа)

Склад газів: CO₂=13%; H₂O=11%; N₂=76%

Температура		Густина ρ , кг/м ³	Тепло- ність C_p ’, кДж/(м ³ · К)	Тепло- провід- ність $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Темпера- туропро- відність $\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	Коефіцієнт кінематич- ної в’язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Число Пран дтля Pr
К	t°С						
273	0	1,295	1,3562	2,280	16,9	12,20	0,72
373	100	0,950	1,3712	3,129	30,6	21,54	0,69
473	200	0,748	1,3875	4,012	48,9	32,80	0,67
573	300	0,617	1,4057	4,838	69,9	45,81	0,65
673	400	0,525	1,4234	5,699	94,3	60,38	0,64
773	500	0,457	1,4424	6,559	121,1	76,30	0,63
873	600	0,405	1,4315	7,420	150,9	93,61	0,62
973	700	0,363	1,4807	8,268	183,8	112,10	0,61
1073	800	0,330	1,4994	9,153	219,7	131,80	0,60
1173	900	0,301	1,5170	10,013	258,0	152,50	0,59
1273	1000	0,275	1,5337	10,897	303,4	174,30	0,58
1373	1100	0,257	1,5496	11,746	345,5	197,10	0,57
1473	1200	0,240	1,5646	12,319	392,4	221,00	0,56

Таблиця 4

Нижня теплота згоряння газів

Найменування газу	Позначення	Густина ρ , кг/м ³	Q_n^p , ккал/м ³	Q_n^p , кДж/м ³
Водень	H ₂	0,09	2579	10797
Азот елементарний	N ₂	1,251	-	-
Кисень	O ₂	1,428	-	-
Окис вуглецю	CO	1,25	3018	12635
Вуглекислий	CO ₂	1,964	-	-
Сірчистий	SO ₂	2,858	-	-
Сірководень	H ₂ S	1,52	5585	23383
Метан	CH ₄	0,716	8555	35818
Етан	C ₂ H ₆	1,342	15226	63748
Пропан	C ₃ H ₈	1,967	21795	91251
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,593	28338	118645
Пентан	C ₅ H ₁₂	3,218	34890	140077
Етилен	C ₂ H ₄	1,251	14107	59063
Пропілен	C ₃ H ₆	1,877	20541	86001
Бутилен	C ₄ H ₈	2,503	27111	113508
Бензол	C ₆ H ₆	3,485	38528	140375



Фізичні властивості води на лінії насичення

t , °C	p , бар	ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	h' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\alpha \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4$, $\frac{1}{\text{К}}$	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	0,006	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1,789	-0,63	756,1	13,67
10	0,012	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1,306	0,70	742,0	9,52
20	0,023	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1,006	1,82	728,3	7,02
30	0,042	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	0,805	3,21	712,2	5,42
40	0,073	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	0,659	3,87	696,3	4,31
50	0,123	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	0,556	4,49	676,9	3,54
60	0,199	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	0,478	5,11	662,2	2,98
70	0,312	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	0,415	5,70	643,5	2,55
80	0,473	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	0,365	6,32	625,9	2,21
90	0,701	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	0,326	6,95	609,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	0,252	8,64	549,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	0,233	9,19	529,0	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	0,217	9,72	507,1	1,26
150	4,76	917,0	633,2	4,313	68,4	17,3	0,203	10,3	488,6	1,17
160	6,18	907,4	676,1	4,346	68,3	17,3	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	712,3	4,380	67,9	17,3	0,181	11,3	443,5	1,05
180	10,03	886,9	758,0	4,417	67,4	17,2	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	886,0	792,3	4,459	67,0	17,1	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	836,1	4,505	66,3	17,0	0,158	13,3	376,1	0,93
210	19,08	852,8	876,5	4,555	65,5	16,9	0,153	14,1	354,7	0,91
220	23,20	840,3	912,3	4,614	64,5	16,6	0,149	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	954,6	4,681	63,7	16,4	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	997,2	4,756	62,8	16,2	0,141	16,3	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1050,6	4,844	61,8	15,9	0,137	18,1	265,9	0,86
260	46,94	781,5	1103,1	4,949	60,5	15,6	0,135	19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,8	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	0,127	53,4	56,7	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,38	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,34	538,0	1761,5	13,98	39,5	5,36	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,32	33,7	1,86	0,126	264	4,71	6,79



Фізичні властивості водяної пари на лінії насичення

t , °C	P , бар	ρ'' , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	h'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$v \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,375	18,58	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,3	2,395	2,884	4,728	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,538	3,128	2,939	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	2,93	1,25
190	12,55	6,397	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2798,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	2,03	1,36
210	19,09	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,5	16,24	10,70	0,0580	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,0396	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	0,166	11,10



Параметри сухої насиченої пари і води на лінії насичення (за тиском)

p , МПа	$t_{\text{н}}$, °С	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	0,1053	8,9749
0,0015	13,001	0,0010007	88,38	54,61	2524,7	0,1952	8,8268
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	0,2603	8,7227
0,0025	21,071	0,0010021	54,42	88,36	2539,5	0,3119	8,6424
0,0030	24,078	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	0,3547	8,5784
0,0035	26,674	0,0010035	39,56	111,81	2549,9	0,3912	8,5222
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	0,4225	8,4737
0,005	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	0,4764	8,3946
0,010	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	0,6496	8,1494
0,020	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	0,8324	7,9075
0,025	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	0,8334	7,8300
0,030	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	0,9441	7,7673
0,04	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	1,0261	7,6710
0,05	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	1,0912	7,5923
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	1,3026	7,3579
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	1,5306	7,1279
0,3	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	1,6716	6,9922
0,5	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	1,8605	6,8221
0,6	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	1,9311	6,7609
0,7	164,96	0,00111081	0,2728	697,2	2763,7	1,9923	6,7090
0,8	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2,0461	6,6630
0,9	175,36	0,00111213	0,2149	742,7	2773,7	2,0945	6,6223
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2,1383	6,5867
1,5	198,28	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	2,3148	6,4458
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	2,4471	6,3411
3,0	233,83	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	2,6455	6,1859
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	2,7965	6,0689
5,0	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	2,9210	5,9739
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	3,0276	5,8894
7,0	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	3,1221	5,8143
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	3,2079	5,7448
9,0	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	3,2866	5,6783
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	3,3601	5,6147
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	3,4966	5,4930
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	3,6233	5,3731
16,0	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	3,7456	5,2478
18,0	356,96	0,001836	0,007505	1732,2	2510,6	3,8708	5,1054
20,0	365,72	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	4,0147	4,9280
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	4,2943	4,5815



Таблиця 8

Параметри сухої насиченої пари і води на лінії насичення (за температурою)

$t_{\text{н}}$ °C	p , МПа	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0	0,0006108	0,0010002	206,3	0,000	2500,8	0	9,1544
5	0,0008718	0,0010001	147,2	21,06	2510,0	0,0762	9,0242
10	0,0012271	0,0010004	106,42	42,04	2519,2	0,1511	8,8995
15	0,001704	0,0010010	77,97	62,97	2528,4	0,2244	8,7806
20	0,002337	0,0010018	57,84	83,90	2537,2	0,2964	8,6663
25	0,003167	0,0010030	43,40	104,80	2546,4	0,3672	8,5570
30	0,004241	0,0010044	32,93	125,69	2555,6	0,4367	8,4523
35	0,005622	0,0010060	25,25	146,58	2564,8	0,5049	8,3518
40	0,007375	0,0010079	19,55	167,51	2573,6	0,5723	8,2560
45	0,009582	0,0010099	15,28	188,41	2582,4	0,6385	8,1638
50	0,012335	0,0010121	12,05	209,30	2591,6	0,7038	8,0751
55	0,015741	0,0010145	9,578	230,19	2600,4	0,7679	7,9901
60	0,01992	0,0010171	7,678	251,12	2609,2	0,8311	7,9084
65	0,02501	0,0010199	6,201	272,06	2617,6	0,8935	7,8297
70	0,03116	0,0010228	5,045	292,99	2626,4	0,9550	7,7544
75	0,03855	0,0010258	4,133	313,97	2634,8	1,0157	7,6819
80	0,04736	0,0010290	3,409	334,94	2643,1	1,0752	7,6116
85	0,05780	0,0010324	2,828	355,96	2651,5	1,1342	7,5438
90	0,07011	0,0010359	2,361	376,98	2659,5	1,1924	7,4785
95	0,08452	0,0010396	1,982	398,04	2667,8	1,2502	7,4157
100	0,10132	0,0010435	1,673	419,10	2675,8	1,3071	7,3545
105	0,12080	0,0010474	1,419	440,20	2683,3	1,3632	7,2959
110	0,14327	0,0010515	1,210	461,34	2691,3	1,4185	7,2386
115	0,16906	0,0010558	1,037	482,53	2698,8	1,4725	7,1833
120	0,19854	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	1,5278	7,1289
125	0,23208	0,0010649	0,7704	525,0	2713,5	1,5814	7,0778
130	0,27011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	1,6345	7,0271
135	0,3130	0,0010747	0,5820	567,7	2727,3	1,6869	6,9781
140	0,3614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	1,7392	6,9304
145	0,4155	0,0010851	0,4461	610,4	2740,3	1,7907	6,8839
150	0,4760	0,0010906	0,3926	632,2	2746,5	1,8418	6,8383
155	0,5433	0,0010962	0,3465	653,6	2752,4	1,8924	6,7939
160	0,6180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	1,9427	6,7508
165	0,7008	0,0011081	0,2725	697,5	2763,7	1,9925	6,7081
170	0,7920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2,0419	6,6666
175	0,8925	0,0011208	0,2166	741,1	2773,3	2,0909	6,6256
180	1,0027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2,1395	6,5858
185	1,1234	0,0011344	0,1739	735,4	2782,5	2,1876	6,5465



Продовження таблиці 8

$t_{\text{пр}}$ °C	p , МПа	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
190	1,2553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	2,2358	6,5075
195	1,3989	0,0011489	0,1409	829,8	2789,7	2,2835	6,4699
200	1,5550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	2,3308	6,4318
205	1,7245	0,0011644	0,1150	875,0	2795,5	2,3777	6,3945
210	1,9080	0,0011726	0,1044	897,6	2798,0	2,4246	6,3577
215	2,1062	0,0011812	0,09465	920,7	2800,1	2,4715	6,3212
220	2,3202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	2,5179	6,2848
225	2,5504	0,0011992	0,07837	967,2	2802,6	2,5640	6,2488
230	2,7979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	2,6101	6,2132
235	3,0635	0,0012187	0,06527	1014,0	2803,4	2,6561	6,1780
240	3,3480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	2,7022	6,1425
245	3,6524	0,0012399	0,05462	1061,8	2802,6	2,7478	6,1073
250	3,978	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	2,7934	6,0721
255	4,325	0,0012631	0,04591	1110,3	2788,9	2,8395	6,0365
260	4,694	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	2,8851	6,0014
265	5,088	0,0012886	0,03872	1160,2	2793,4	2,9308	5,9658
270	5,505	0,0013123	0,03560	1185,3	2789,7	2,9764	5,9298
275	5,949	0,0013168	0,03275	1210,8	2785,1	3,0225	5,8938
280	6,419	0,0013321	0,03013	1236,8	2779,6	3,0685	5,8578
285	6,918	0,0013483	0,02774	1263,2	2773,3	3,1146	5,8201
290	7,445	0,0013655	0,02553	1290,0	2766,2	3,1610	5,7824
295	8,002	0,0013839	0,02351	1317,2	2758,3	3,2079	5,7445
300	8,592	0,0014036	0,02164	1344,8	2749,1	3,2548	5,7049
305	9,213	0,001425	0,01992	1373,3	2739,0	3,3025	5,6647
310	9,869	0,001447	0,01831	1402,2	2727,3	3,3507	5,6233
315	10,561	0,001472	0,01683	1431,9	2714,3	3,3997	5,5802
320	11,290	0,001499	0,01545	1462,0	2699,6	3,4495	5,5354
325	12,057	0,001529	0,01417	1493,4	2683,3	3,5002	5,4893
330	12,864	0,001562	0,01297	1526,1	2665,7	3,5521	5,4412
335	13,715	0,001599	0,01184	1559,6	2645,2	3,6057	5,3905
340	14,608	0,001639	0,01078	1594,8	2621,8	3,6605	5,3361
345	15,547	0,001686	0,09771	1632,0	2595,4	3,7183	5,2770
350	16,537	0,001741	0,08805	1671,4	2564,4	3,7786	5,2117
355	17,577	0,001807	0,007869	1714,1	2527,2	3,8439	5,1385
360	18,674	0,001894	0,006943	1761,4	2481,1	3,9163	5,0530
365	19,830	0,00202	0,00600	1817,5	2420,8	4,0009	4,9463
370	21,053	0,00222	0,00493	1892,4	2330,8	4,1135	4,7951
375	22,087	0,00280	0,00361	2031,9	2171,7	4,3258	4,5418



ЛІТЕРАТУРА

1. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача. Киев: Высшая школа, 1990.-255 с.
2. Бальян С.В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели. -Л.: Машиностроение, 1973.- 304 с.
3. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. – Підруч. для студ. енерг. спец. вищ. навч. закл. – Київ: Техніка, 2006. – 320 с.
4. Драганов Б.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М. і ін. Теплотехніка.- Київ: „ІНКООС”, 2005.- 504 с.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. и др. Теплопередача.-М.: Энергоиздат, 1981.- 424 с.
6. Константинов М.С. Теплообмін: Підручник. – Київ: ВПІ ВПК „Політехніка”: Інрес, 2005. – 304 с.
7. Константинов М.С. Технічна термодинаміка. – Київ: Політехніка: 2001. – 368 с.
8. Константинов С.М., Луцик Р.В. Збірник задач з технічної термодинаміки. - К.: ІЦВ „Видавництво „Політехніка”, 2002.- 380 с.
9. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче.- М., Энергия, 1969. – 264 с.
10. Приходько М.А. Гідротермодинаміка бульбашкових газо-парорідинних систем. – Київ: ІГМНАН України, 2007.- 474 с.
11. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике.- М., Машиностроение, 1973.- 344 с.
12. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т.1.- М.: Глав. ред.физ.-мат. лит. изд-во «Наука», 1976.- 536 с.
13. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Основи технічної термодинаміки. – Вінниця: „Поділля – 2000”. – 2004. – 352 с.
14. Юдаев Б.Н. Теплопередача.- М.: Высшая школа , 1981.- 319 с.



Даний покажчик адресує читача до тих сторінок посібника, де можна знайти відомості по суті теми рубрики і підрубрики. Числа - номери сторінок.

Якщо рубрика являє собою сполучення прикметника і іменника, застосовується інверсія – іменник поставлено на перше місце, оскільки це полегшує пошук.

А

Автоматизація роботи котла 229
Автомодельність 119
Адіабата 36
Аналогія гідротеплова (Рейнольда) 117
Анергія 79
Апарати рекуперативні 150
- регенеративні 150
- теплообмінні 149
Атмосфера технічна 7
- фізична 7

Б

Баланс енергетичний 207
- ексергетичний 79
- тепловий котлоагрегату 207

В

Вакуум 8
Величини питомі 36
Вентилятор осьовий 177
- відцентровий 176
- даховий 177
- пиловий 168
Вентиляція природна 174
- механічна 175
Викиди гранично-допустимі 170
Випаровування 50
Випромінювання 92, 141
Випромінювання рідини 141

- тіла 141

Витікання газів і пари 83, 147
Витрата газу секундна 84
Витрата палива 187
Вода додаткова 227
- котлова 51, 228
- перегріта 51
- живильна 51, 211, 227
Водопідготовка 228
Вологість повітря абсолютна 64
-- відносна 64
Вологовміст повітря 65
Втрати теплоти 73
-- в оточуюче середовище 207

Г

Гази ідеальні і реальні 5
Гіпотеза Прандтля 116
Горіння палива 192
Гradient температурний 94
Густина теплового потоку 116, 120-122

Д

Двигуни теплові 73
Дефлектор 175
Димосос
Диференціальне рівняння руху 99
- суцільності потоку 97
- тепловіддачі 98
- теплопровідності 94

- енергії 95

Дифузія речовини 10

Дифузори 83

Діаграма вологого повітря $H-d$
65, 66

- водяної пари $h-s$ 56, 58

Діаметр еквівалентний 103

- теплової ізоляції критичний
161

Ділянка теплової стабілізації
127

Дроселювання газів і пари 87

Душ повітряний 173

Е

Економайзер водяний 222

Екрани 147

Ексергія 77, 79

Енергія 79

Енергія внутрішня 17

-термодинамічного процесу 18

- тиску потенційна 21

Ентальпія 20, 21

- продуктів згоряння 198

Ентропія 22, 77, 78

З

Закон Амага 27

- Авогадро 8

- Бойля Марієтта 13

- Гей-Люсака 12

- Дальтона 27

- Кірхгофа 145

- Ламберта 145

- Планка 143

- Стефана-Больцмана 95, 143

- Фур'є 94, 98

- Шарля 13

Закони теплового випромінювання 143

- термодинаміки 3, 17, 72

- збереження і перетворення енергії 19

- Ернста 79

Змашування 138

Зольність палива 486

І

Ізобара

Ізоентропа 60

Ізоляція теплова 159

Ізотерма 36

Ізохора 36

Інтенсивність випромінювання
146

К

Кипіння рідини 50

- плівкове 136

- бульбашкове 136

Кіломольт 10

Коефіцієнт випромінювання
тіла 144

- відбиття 142

- корисної дії 73, 76

- надлишку повітря

- поглинання 142

- стискання газу 85

- стискання газу критичний 86

- температуропроводності 98,
105

- тепловіддачі 95, 116

- теплопровідності 95, 105

- холодильний 74

- теплопередачі 121

- холодильний 74

Коефіцієнт корисної дії топки
204

--- циклу Карно 76

--- циклу термічний 73

Коефіцієнти кінематичної в'язкості 116

Комплекси безрозмірні 101
Конвекція рідин і газів 92
Конденсатор 227
Конденсація пари 51, 138
-- крапельна 138
-- плівкова 138
Кондиціонер автономний 181
- центральний 179
Корозія трубопроводу і обладнання 228
Котел водогрійний 219
- водотрубний 213
- газотрубний 212
- прямотечий ний 218
Крайові умови задачі 99
Кратність циркуляції котла 216
- повітрообміну 172
Криза течії 86
Кризи кипіння 137
Критерії подібності 100
Критерій Біо 102
- Галилея 138
- Грасгофа 102,
- Нусельта 102
- Прандтля 102
- Рейнольда 101
- Релея 127
- Фруда 102
- Фур'є 102

Л

Лінії насичення вологого повітря водяною парою 66
Лінії постійного ступеня сухості 57

М

Мазут 185
Макрофізика 3
Маса палива робоча 186
-- горюча 186

-- органічна 186
-- суха 186
Масообмін 93
Масштаб моделювання 100
Матеріали теплоізоляційні 106, 159
Мережа 163
Метод масштабних перетворень 101
Метод аналогії 117
Мікроклімат приміщення
Моделювання тепловіддачі 119
- процесів випромінювання 147
- теплопровідності 107

Н

Навантаження теплове на колосникову решітку 203
-- топкового об'єму 203
Нагнітання газів і пари 176
Нагрівання повітря 180
Накип 228
Напір тебмпературний середньологарифмічний 152
Напір температурний середній 152
Насоси теплові 74
Недопал механічний, хімічний 208, 209

О

Об'єм газу парціальний 28
-- приведений 27
Об'єм питомий газу 6
Обладнання топко 199
Опір температурний 112
- стінки внутрішній термічний 108
- тепловий 108

Охолодження вологого повітря 180
Очищення димових газів 224-226

II

Паливо 185
- умовне 187
- тверде 187
- рідке
- газоподібне 189
Пальники 203
Пара водяна 50
- волога 51
- насичена 51
- перегріта 51
- пересичена
- суха насичена 51
Параметри стану 6, 7
- топок 203
Пароперегрівник 51, 210, 217, 219, 221
Підігрівник повітря 223
Повітрообмін 171
Повітря вологе 63
-- насичене 63
-- ненасичене 63
Погранична крива рідини 56
-- пари 56
Пограничний шар гідродинамічний 115
- тепловий 115
Подібність 100
Показник адиабати 42
- політропи 45
Поле температурне 93
Потік випромінювання 141
Потужність топки теплової 203

Пристрій дуттєвий 223
Проводимість стінки теплової 108
Протитечія 150, 151
Процес адиабатний 12, 36, 41, 60
- ізобарний 12, 36, 40, 59
- ізотермічний 12, 36, 40, 59
- ізохорний 12, 36, 57
- круговий 73
- необоротний 12
- оборотний 12
- перегріву пари 55
- підігріву води 53
- політропічний 12, 36, 45
- пароутворення 50, 52, 54
- релаксаційний 10
- рівноважний 11
- термодинамічний 11, 36
Прямотечія 150, 151
Психрометр 67
Пучки труб 129
Пучок труб з коридорним розташуванням труб 129
--- шаховим -- 129

P

Режим течії рідини 115, 127
--- в'язкісно-гравітаційний 128
- кипіння 136
- конденсації 138
- ламінарний 115, 127
- перехідний 115, 127
- плівковий 137, 138,
- руху рідини 131
- турбулентний 115, 127
Речовини леткі 186
Рівновага термодинамічна 10, 51
Рівняння критеріальне 102

- Ньютона-Ріхмана 95
- стану 11
- руху 99
- тепловіддачі 91
- характеристичне 11
Робота 5
- корисна 73, 76
- наявна питома 82
- процесу 38, 41, 44, 46, 59, 60
- проштовхування 82
- питома 36
- технічна на валу 82
Розрахунок теплообмінних апаратів 151
- мереж тепловий 163
- теплової ізоляції 162
Рух вимушений 126
- вільний 131

С

Самозаймання палива 194
Сепарація пари
Система термодинамічна 5
- вентиляції 169
- кондиціонування повітря 172
Склад газової суміші 27
--- масовий 27
--- мольний 28
--- об'ємний 28
- палива елементарний 185
- продуктів згоряння 196
Смуги спектру випромінювання газу 144
Сопло 83
- звуження 83
- комбіноване (Лавалє) 86
Спектри випромінювання 144
Стала газова 11, 39
- універсальна газова 11
Стан газу 11

-- системи рівноважний 10
Ступінь сухості пари 51, 55
- перегріву пари 55
Сублимація 53
Суміш газова 27
Сушарки конвекційні 69
Сушіння 62
Схема руху прямотечією 150
-- протитечією 150
-- перехресною течією 150
- топок 200

Т

Температура- 9
- абсолютна 9
- абсолютного нуля 10
- визначальна 103
- кипіння 50
- критична 49
- мокрого термометра 67
- насичення 50
- точки роси 64, 65
- трійної точки води 10
Теорема живих сил 88
- Карно 76
- подібності 100
Теорія теплообміну (теплоредачі) 92
- насос
Тепловіддача 116, 126
Теплоємність тіла 29
-- ізобарна 33
-- ізохорна 33
-- істинна 3
-- масова 29
-- молярна 30
-- об'ємна 30
-- питома 29
-- середня 30
Теплоізоляційні матеріали 159

Теплоізоляція 159

Теплообмін 120

Теплообмін випромінюванням 146

- складний 147

Теплообмінник регенеративний 150

- зміщування 149

- рекуперативний 150

Теплообмінники 149

Теплопередача 119

Тепло перепад питомий наявний 84

Теплопровідність 10, 92, 105

Теплота згоряння палива вища 187

-- нижча 187

- пароутворення 54

Термодинаміка 3

Типи вентиляції 172

Тиск абсолютний 7

- барометричний 7

- критичний 49

- надлишковий 7

- насичення 51

- парціальний 27

- повний 27

Тіла робочі 5

Тіло абсолютно чорне 142

Топки камерні 200, 201

- з шаровим спалюванням 20

Точка критична 49

- трійна 10,50

Труба Димов 211

У

Умови граничні 99, 106

- крайові 99

- однозначності 99

- початкові 99

- фізичні нормальні 99

- нормальні термодинамічні 10

Ф

Фаза 50

Фазова рівновага 50

Фільтрація зовнішнього повітря 176

Формула Гей-Люсака-Шарля 10

Ц

Центри пароутворення 136

Цикл 73

- Карно 78

- теплового двигуна 73

- холодильної машини 74, 76

Циркуляція природна 215, 216

- примусова 215, 216

Ч

Час релаксації 10

Числа подібності 101

Число Авагадро 8

Ш

Шар пограничний динамічний 115

Шахта витяжна 174, 176

- припливна 176



З М І С Т

Вступ

1. Основні поняття та визначення

1.1. Предмет термодинаміки та її методи.....	3
1.2. Термодинамічна система.....	5
1.3. Параметри стану термодинамічної системи і одиниці вимірювання.....	6
1.4. Рівняння стану ідеального газу. Газова стала.....	10
1.5. Термодинамічні процеси.....	11
1.6. Основні закони ідеальних газів.....	12

2. Перший закон термодинаміки

2.1. Внутрішня енергія.....	17
2.2. Робота, ентальпія і ентропія.....	18
2.3. Теплова діаграма $T-s$	23

3. Газові суміші. Теплоємність

3.1. Способи завдання складу газової суміші.....	27
3.2. Масові і об'ємні частки та співвідношення між ними.....	27
3.3. Масова, об'ємна та молярна теплоємності.....	29
3.4. Істинна та середня теплоємність.....	30
3.5. Теплоємність при постійному об'ємі та тиску.....	32

4. Термодинамічні процеси

4.1. Політропічні процеси.....	36
4.2. Аналіз і зображення в $p-v$ та $T-s$ діаграмах основних термодинамічних процесів.....	36
<u>Ізохорний процес</u>	36
<u>Ізобарний процес</u>	38
<u>Ізотермічний процес</u>	40
<u>Адiabатичний процес</u>	41
<u>Політропічний процес і його узагальнююче значення</u>	45

5. Термодинамічні процеси реальних газів і пари

5.1. Загальні властивості реальних газів.....	49
5.2. Водяна пара. Процеси пароутворення в $p-v$ та $T-s$ діаграмах.....	50
5.3. Термодинамічні таблиці водяної пари.....	56
5.4. $h-s$ діаграма водяної пари ($i-s$ діаграма).....	56

6. Термодинаміка вологого повітря

6.1. Основні визначення і характеристики вологого повітря.....	63
6.2. $H-d$ діаграма ($i-d$ діаграма) вологого повітря.....	65
6.3. Основні процеси з вологим повітрям.....	68



7. Другий закон термодинаміки

7.1. Основні визначення.....	72
7.2. Основні цикли теплових машин.....	73
7.3. Ексергія.....	77
7.4. Термодинамічні основи аналізу потоку газів та пари.....	80
7.5. Витікання і дроселювання газів та пари.....	83
7.6. Теорема живих сил, рівняння енергій і притоку тепла.....	88

8. Теорія теплообміну

8.1. Основні поняття та визначення. Види переносу тепла: теплопровідність, конвекція і випромінювання.....	92
8.2. Температурне поле та градієнт. Закони переносу теплоти.....	93
8.3. Диференціальні рівняння теплообміну.....	95
8.4. Основи теорії подібності.....	100

9. Теплопровідність

9.1. Основні поняття.....	105
9.2. Теплопровідність при стаціонарному режимі одношарової та багатошарових плоских стінок.....	107
9.3. Теплопровідність при стаціонарному режимі циліндричних стінок.....	109

10. Конвективний теплообмін. Теплопередача

10.1. Фізична суть процесу конвективного теплообміну.....	115
10.2. Моделювання тепловіддачі.....	119
10.3. Теплопередача.....	119

11. Тепловіддача при вимушеній і природній течії рідини

11.1. Тепловіддача при поздовжньому обтіканні плоскої поверхні вимушеним потоком рідини.....	126
11.2. Тепловіддача при вимушеній течії рідини в трубах і каналах.....	126
11.3. Тепловіддача при поперечному обтіканні труб.....	129
11.4. Тепловіддача при природній течії рідини.....	131

12. Тепловіддача при фазових переходах

12.1. Тепловіддача при кипінні.....	136
12.2. Тепловіддача при конденсації.....	138

13. Теплообмін випромінюванням. Теплообмінні апарати

13.1. Основні поняття і визначення.....	141
13.2. Закони теплового випромінювання.....	143
13.3. Теплообмін випромінюванням в різних умовах.....	144
13.4. Теплообмінні апарати.....	149



14. Теплоізоляція

14.1. Основні теплоізоляційні матеріали, їх характеристика та використання.....	159
a. Методи розрахунку та вибір матеріалу теплоізоляції....	161
b. Тепловий розрахунок мереж.....	163

15. Вентиляція і кондиціонування

15.1. Основні поняття і визначення. Джерела забруднень.....	168
15.2. Повітрообмін і типи вентиляції.....	171
15.3. Конструктивні особливості систем вентиляції.....	174
15.4. Системи кондиціонування повітря (СКП).....	178

16. Паливо і його характеристики

16.1. Класифікація палива.....	185
16.2. Елементарний склад палива.....	185
16.3. Теплота згоряння палива.....	187
16.4. Умовне паливо. Характеристики палива.....	187

17. Основи теорії горіння і організація спалювання палива

17.1. Процеси горіння палива.....	192
17.2. Необхідна кількість повітря для спалювання палива. Коефіцієнт спалювання повітря.....	194
17.3. Визначення об'єму та ентальпії димових газів.....	196
17.4. Види обладнання топок.....	199

18. Парові та водогрійні котли

18.1. Тепловий баланс і ККД котлоагрегату.....	207
18.2. Класифікація котлів.....	209
18.3. Загальна будова парових та водогрійних котлів.....	210

Додатки

Таблиця 1. Середня кіломолярна теплоємність газів при постійному тиску μC_{pm} , кДж/(кмоль·град) в інтервалі температур 0... $t^{\circ}\text{C}$	233
Таблиця 2. Фізичні параметри сухого повітря при атмосферному тиску (0,101 МПа).....	234
Таблиця 3. Фізичні параметри димових газів при атмосферному тиску (0,101 МПа) Склад газів: $\text{CO}_2=13\%$; $\text{H}_2\text{O}=11\%$; $\text{N}_2=76\%$	235
Таблиця 4. Нижня теплота згоряння газів.....	235
Таблиця 5. Фізичні властивості води на лінії насичення.....	236
Таблиця 6. Фізичні властивості водяної пари на лінії насичення.....	237
Таблиця 7. Параметри сухої насиченої пари і води на лінії насичення (за тиском).....	238
Таблиця 8. Параметри сухої насиченої пари і води на лінії насичення (за температурою).....	239
Література	241
Предметний покажчик	242
Зміст	248



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальне видання

*Приходько Микола Андрійович
Герасимов Генріх Григорович*

ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧА



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальний посібник

Підписано до друку 26.10.2007 р. Формат 60×х84 $\frac{1}{16}$

Папір друкарський № 1. Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Ум.-друк. арк. 14,5. Тираж 100 прим. Зам. № 814.

*Редакційно-видавничий центр
Національного університету
водного господарства та природокористування
33028, Рівне, вул. Соборна, 11.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного
реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої
продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*