

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

О.В.ЗОЛОТОВСЬКА, А.М. ПУГАЧ, Г.В. ТЕСЛЮК



КУРС ЛЕКЦІЙ З ТЕПЛОТЕХНІКИ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Дніпро
Акцент ІІІ
2023

УДК 621.43.016 (075.8)
З 98

*Рекомендовано до друку вченою радою
Дніпровського державного аграрно-економічного університету
(протокол № 9 від 30.06.2022р)*

Рецензенти:

В.І. Дирда – доктор технічних наук, професор Дніпровського державного аграрно-економічного університету

Алієв Ельчин Бахтияр огли - доктор технічних наук, старший дослідник, професор Дніпровського державного аграрно-економічного університету

З 98 **Золотовська О. В. Курс лекцій з теплотехніки: навч. посіб. О. В. Золотовська, А. М. Пугач, Г. В. Теслюк .** Дніпро: ДДАЕУ, 2022. 274 с.

ISBN 978-966-921-334-1

Викладено основи термодинаміки, теорію теплообміну та енергетичні проблеми використання тепла при виробництві і переробці сільськогосподарської продукції.

Матеріал підготовлений відповідно до програми дисципліни «Теплотехніка» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти зі спеціальності 208-Агорінженерія, а також може бути використаний в освітньому процесі для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальностей 181-Харчові технології, 204-Технологія виробництва та переробки продукції тваринництва, і широкого кола фахівців, аспірантів, викладачів даної галузі.

УДК 621.43.016 (075.8)

ISBN 978-966-921-334-1

@Золотовська О.В, Пугач А.М., Теслюк Г.В., 2022
@Дніпровський державний
аграрно-економічний університет, 2022

ВСТУП

Світова енергетика з середини ХХ сторіччя характеризувалася надзвичайно швидким збільшенням споживання енергії. Проте за останні роки відбулися значні зміни, пов'язані передусім з переходом від енергетичної ейфорії, екстенсивних шляхів розвитку енергетики до енергетичної політики, заснованої на підвищенні ефективності використання енергії. Цьому сприяло розуміння обмеженості первинних джерел енергії і значне зростання втрат на її видобування, переробку, транспортування і використання.

Частина первинної енергії, здобутої на гідро-, вітро-, геотермальних, сонячних, приливних і хвильових станціях, не перевищує 7 % і навряд чи може значно зрости в майбутньому. Первинними джерелами енергії були і залишаються органічні палива (80-87 %) і ядерна енергія.

Механічна енергія виробляється: первинне джерело – теплота – робота, причому коефіцієнт корисної дії (ККД) такого перетворення невисокий. Теплові двигуни, мабуть, досягли межі своєї теплотехнічної досконалості, і лише установки, які працюють за схемою «первинне джерело – електроенергія», що виключає перетворення теплоти в роботу (паливні елементи, магнітогазодинамічні електро-генераторні установки), мають можливість істотно підвищити ККД перетворення енергії. Але створення і широке використання таких порівняно дешевих установок – справа досить віддаленого майбутнього. Сьогодні теплові двигуни поза конкуренцією.

Теплотехніка має велике значення для розвитку сільськогосподарського виробництва. У загальному енергетичному балансі сільських районів теплова енергія відіграє провідну роль (80 % від загального споживання). Основними споживачами теплової енергії в аграрному секторі є тваринництво і рослинництво, тепло культивацийні спорудження у вигляді теплиць, парників, сховищ тощо. Велика кількість теплової енергії витрачається на опалення і вентиляцію житлових, громадських і виробничих споруд, а також на здійснення процесів кондиціонування повітря, теплової обробки під час переробки сільськогосподарської продукції.

Нині, у зв'язку з різноманіттям форм землеволодіння, важливе значення має раціональна структура паливно-енергетичної бази господарств різного розміру, профілю, географічного розміщення й інших конкретних умов.

Тому необхідно сформулювати загальні вимоги до систем теплопостачання, з урахуванням земельних площ, профілю спеціалізації.

До цих вимог може бути віднесено: правильний вибір кількості та виду теплогенеруючих пристроїв (котельні агрегати, теплогенератори, калорифери та ін.); раціональна структура системи теплопостачання й окремих її елементів;

узгодження добових, місячних і сезонних графіків теплопостачання; раціональна організація паливного складу й інших елементів паливного господарства; вибір оптимального режиму роботи кожного споживача теплової енергії і всієї системи теплопостачання.

Виконання перелічених вимог неможливе без здійснення відповідних техніко-економічних розрахунків і широкого використання сучасної обчислювальної техніки.

В умовах ринкової економіки раціональна структура і експлуатація всієї паливно-енергетичної бази істотно впливає на собівартість виробництва сільськогосподарської продукції та її реалізацію. У цих умовах особливого значення набуває питання економії паливно-енергетичних ресурсів у всіх галузях господарювання країни, в тому числі й у сільському господарстві.

Основним напрямом вирішення цієї проблеми є використання поновлювальних джерел енергії : сонячної, геотермальної, енергії вітру, біогаз, тверде біопаливо.

Сьогоднішні навчальні посібники потребують доопрацювання, доповнення, оскільки відомі джерела мають скорочений матеріал, якого недостатньо для закріплення теоретичних основ з дисципліни «Теплотехніка та використання тепла» в самостійній підготовці студентів; обмежена кількість прикладів-рішень для закріплення теорії; двигуни внутрішнього згорання розглянуті поверхнево; не обговорюється використання сонячної енергії тощо.

ТЕМА 1. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ

Термодинаміка історично виникла як наука, що вивчає перетворення тепла в механічну роботу.

Технічна термодинаміка – наука, що вивчає закони взаємного перетворення теплової та механічної енергії і є (разом з теорією теплообміну) теоретичним фундаментом теплотехніки. На її основі здійснюють розрахунки та проектування теплових двигунів внутрішнього згоряння, парових і газових турбін, реактивних і ракетних двигунів, а також технологічного обладнання – компресорних машин, сушарок і холодильних установок та ін. Вона розглядає природні процеси з точки зору зміни енергії в цих процесах.

В основу побудови термодинаміки покладено три експериментальні закони (*начала термодинаміки*): **перший закон** є закон збереження і перетворення енергії; **другий закон** указує напрям, за яким відбувається перебіг природних явищ; **третій закон** стверджує, що абсолютний нуль температури недосяжний.

Завданнями термодинаміки є розгляд загальних властивостей фізичної системи при рівновазі і загальних закономірностей, наявних при встановленні рівноваги, а також процесів, що відбуваються з тілами внаслідок зовнішнього енергетичного впливу. Предметом вивчення є результати цього впливу: кінцевий стан, досягнутий тілом; здійснена робота і кількість увібраного тепла.

Термодинаміка охоплює велике коло явищ, які спостерігаються в природі й техніці. Проте вона не розкриває їхнього механізму і не дає відповіді на питання, чому процес відбувається саме так. Причиною процесів розкриває молекулярно-кінетична теорія газів, перед якою термодинаміка має свої переваги і вади (Алабовський А.Н., Недужий І.А, 1990; Буляндра О.Ф., 2001, 2006). Перевага термодинаміки полягає в тому, що вона не оперує будь-якими гіпотезами, тому її висновки так само достовірні, як і закони, на яких вона побудована. Вадами термодинаміки можна вважати відсутність наочності і неможливість пояснити її за допомогою причини явищ (Дудик М.В, 2015; Ігнатенко В.М., 2011). Термодинаміка використовується в системах, для яких справедливі закони, що лежать в її основі.

1.1 Термодинамічна система. Основні термодинамічні параметри. Суміші ідеальних газів

Розрізняють термодинаміку фізичну, хімічну і технічну.

Фізична термодинаміка вивчає перетворення енергії в твердих, рідких і газоподібних тілах, при перебігу магнітних та електричних процесів.

Хімічна термодинаміка свідчить про перетворення енергії у хімічних та фізико-хімічних процесах.

Технічна термодинаміка, використовуючи закони термодинаміки, включає взаємні перетворення тепла й роботи.

У технічній термодинаміці застосовують два методи досліджень: метод колових процесів, або циклів; метод характеристичних функцій і геометричних подібностей будов. Перший метод використовується в технічній термодинаміці, другий, розроблений Гіббсом, широко використовується у хімічній термодинаміці.

Технічна термодинаміка дає теоретичні основи для вивчення низки спеціальних дисциплін теплотехніки.

Термодинамічна система. Об'єктом вивчення у технічній термодинаміці є термодинамічна система, що являє собою сукупність матеріальних тіл, взаємодіючих як між собою, так і з навколишнім середовищем. Як термодинамічна система, може розглядатися також окремо взяте макроскопічне тіло. У процесі взаємодії термодинамічна система обмінюється енергією і речовиною.

Термодинамічна система має межі, що відокремлюють її від навколишнього середовища. Вони можуть бути як реальними (стиснутий газ у балоні), так і чисто умовними, у вигляді контрольної поверхні.

Термодинамічна система, між частинами якої немає площин розмежування, називається *гомогенною*. Прикладом такої системи є газ, що характеризується *тиском P , об'ємом V і температурою T* .

Термодинамічна система, що складається з окремих частин, розмежованих поверхнями, називається *гетерогенною*. Прикладом такої системи є водяна пара, що перебуває в рівновазі з водою в закритій посудині. Однорідна частина гетерогенної системи називається *фазою*. Відповідно трьом видам агрегатного стану розрізняють тверду, рідку та газоподібну фази.

Залежно від умов взаємодії з іншими системами розрізняють ізольовану, замкнену, відкриту та адіабатно-ізольовану термодинамічні системи.

Термодинамічна система, що не може обмінюватися енергією і речовиною з іншими системами, називається *ізольованою*. В такій системі окремі частини підсистеми можуть взаємодіяти між собою.

Закритою називається термодинамічна система, якщо вона не може обмінюватися речовиною з іншими системами. Термодинамічна система може

бути закритою, проте маса окремих її частин може змінюватися (наприклад, за фазового переходу «рідина–пара»).

Термодинамічні системи, які можуть обмінюватися речовиною з іншими системами, називаються *відкритими*.

Термодинамічна система, що не може обмінюватися теплом з іншими системами чи з навколишнім середовищем, називається *теплоізолюваною*, або *адіабатно-ізолюваною*.

Сукупність фізичних властивостей системи в зазначених умовах називають *термодинамічним станом системи*. Розрізняють рівноважний і нерівноважний стани термодинамічної системи.

Рівноважним називається стан, який за сталих зовнішніх умов характеризується незмінністю параметрів у часі та відсутністю в системі потоків. Стан термодинамічної системи, коли в усіх її частинах температура однакова, називають *термодинамічним рівноважним станом*.

Рівноважний стан є процесом *зворотним*. У термодинаміці зворотним називають такий процес, при здійсненні якого в прямому і зворотному напрямках не виникає залишкових змін ані в самій системі, ані в оточуючому середовищі.

Зворотний процес – це ідеальний процес з максимальною роботою при розширенні і мінімальною при стиску.

Незворотний процес прямий. При проведенні такого процесу в прямому чи зворотному напрямках система, або оточуюче середовище, не повертається в початковий стан.

Реальні процеси *прямі*. Прикладом прямого процесу є теплообмін при кінцевій різниці температур. Практика показує, що тепло завжди переходить від тіла з більш високою температурою до тіла з меншою температурою. Зворотний процес може бути здійснений завдяки допоміжних втрат енергії, що викликають кінцеві зміни в оточуючому середовищі.

Термодинамічний цикл – термодинамічний процес, завдяки якому робоче тіло, пройшовши колову послідовність не повторюваних станів, повертається в початковий стан. Термодинамічний цикл, як і термодинамічний процес, може бути зворотним і незворотним. Зворотний цикл утворюється тільки зворотними процесами.

Ізолювана термодинамічна система незалежно від свого початкового стану згодом завжди входить до стану рівноваги і ніколи самочинно вийти з нього не може.

Якщо значення параметрів змінюються у часі, то стан термодинамічної системи називається *нерівноважним*.

Будь-яка зміна в термодинамічній системі, пов'язана зі зміною одного з її параметрів, називається термодинамічним процесом. Наприклад, при збільшенні об'єму відбувається розширення системи.

Стан термодинамічної системи змінюється під впливом зовнішніх дій. Якщо одна система здійснює роботу над іншою системою за допомогою механічних і електричних сил, то взаємодія називається механічною. Взаємодія, що призводить до зміни енергії і здійснюється у формі передачі тепла шляхом теплопровідності або теплової радіації, називається тепловою. Взаємодія, що відбувається у формі передачі маси і наслідком якої є зміна енергії, називається масообміном.

Якщо термодинамічна система виведена зі стану рівноваги і надана сама собі, то через деякий час вона знову ввійде в стан рівноваги. Процес переходу системи з нерівноважного стану в рівноважний називається *релаксацією*, а час переходу в стан рівноваги – *часом релаксації*.

Як робоче тіло найзручніше використовувати газоподібне тіло внаслідок його здатності до більшого розширення при нагріванні, коли перетворюється в роботу тепло, надане тілу іззовні. Тому робочим тілом теплових двигунів є газ або пара. Принципової різниці між газом і парою немає. Газ можна розглядати як пару певної рідини, що перебуває далеко від стану насичення. Відомо, що для кожного газу існує деяка температурна межа – критична температура, вище від якої подальшим підвищенням тиску газ не може бути перетворений на рідкий.

Більшість газоподібних речовин, які трапляються у звичайних теплотехнічних процесах, – сталі робочі тіла, що не змінюють свого агрегатного стану, не переходять у рідину.

На противагу газам агрегатний стан насичених парів абсолютно несталий. За незначної зміни параметрів можливий перехід речовини з пароподібного стану в рідкий, і навпаки.

Перегріті пари, подібно до газів, відзначаються сталістю агрегатного стану при змінах параметрів, та лише в певних межах. Чим вищий ступінь перегріву, тим більше перегріта пара наближається за своїми властивостями до газів і підпорядковується їхнім законам.

Передача енергії між термодинамічними системами здійснюється у два способи. Перший – передача енергії у формі роботи. Для цього робоче тіло або його частина мають обов'язково змінити свій об'єм або ж переміститися в просторі під впливом зовнішніх силових факторів. Найчастіше це – механічна робота, пов'язана з переміщенням тіла. За другим способом енергія передається у формі тепла.

Робота і тепло мають розмірність енергії, проте вони не є ані енергією, ані жодною з її видів. Робота і тепло – це лише різні форми передачі енергії одного тіла іншому. Вони відмінні від нуля лише в термодинамічних процесах. Якщо ж їх немає, то робота й тепло дорівнюють нулю. Тому не можна вести мову про запас тепла й роботи в робочому тілі, а можна стверджувати,

що йому не дано або від нього відведено певне тепло чи певну роботу. Відмінність між теплом і роботою полягає в тому, що вони є двома принципово різними способами передачі енергії одного тіла іншому. Іноді обидва ці способи передачі енергії можуть реалізовуватися водночас.

Поняття «тепло» і «робота» мають істотну відмінність.

Тепло – форма передачі енергії, яка являє собою сукупність мікрофізичних процесів (обмін енергії при співударянні молекул).

Робота – макрофізична форма передачі енергії в процесі, де переміщення доступне нашому безпосередньому контролю.

Основні термодинамічні параметри. Температура. Тиск. Об'єм. Фізичні величини, що характеризують стан термодинамічної системи, називаються термодинамічними параметрами. Основними параметрами є *тиск, температура і питомий об'єм*. До них належать також внутрішня енергія, ентальпія, ентропія тощо.

Тиск обумовлений взаємодією молекул робочого тіла з поверхнею і чисельно дорівнює силі, діючій на одиницю поверхні тіла. Згідно з молекулярно-кінетичною теорією тиск газу визначається відношенням

$$P = \frac{2}{3} n \frac{m \overline{c^2}}{2},$$

де n – кількість молекул в одиниці об'єму;

m – маса молекули;

$\overline{c^2}$ – середня квадратична швидкість руху молекул.

Одиницею тиску в *СИ* є Паскаль – тиск, спричинений силою в 1 *Н*, рівномірно розподіленою на поверхні, площиною 1 м² (1 Па = 1 Н/м²). Ця одиниця мала (1 кгс/см² = 1 ат = 98066,5 Па), тому використовують 1 гПа = 10² Па, 1 кПа = 10³ Па, 1 бар = 10⁵ Па, 1 МПа = 10⁶ Па.

Тиск вимірюється за допомогою манометрів, барометрів та вакуумметрів. Рідинні і пружинні манометри вимірюють надлишковий тиск $P_{\text{надл}}$, тобто різницю між абсолютним тиском P_a та атмосферним B :

$$P_{\text{надл}} = P_a - B.$$

Прилади для заміру тиску нижче атмосферного називають вакуумметрами; ними вимірюється розрідження (вакуум)

$$P_p = B - P_a,$$

тобто надлишковий тиск атмосфери над абсолютним вакуумним.

У деяких випадках виникає необхідність вимірювати тиск висотою стовпа будь-якої рідини (води, ртуті тощо). Тоді доречне таке співвідношення:

$$P = h \rho g, \text{ або } h = \frac{P}{\rho g}, \quad (1.1)$$

де ρ – густина рідини;

g – прискорення вільного падіння;

h – висота.

У термодинамічних рівняннях завжди використовують значення абсолютного тиску, оскільки він є параметром, що характеризує стан термодинамічної системи.

Атмосферний тиск $P_{\text{атм}}$ – величина змінна, тому в техніці застосовують нормальний атмосферний тиск:

$$P_{\text{атм}}(B) = 0,10132 \text{ МПа (760 мм рт.ст.)}.$$

Температура тіла є мірою його нагріву. Її чисельне значення пов'язано зі середньою кінетичною енергією молекул середовища:

$$\frac{mc^2}{2} = \frac{3}{2} kT,$$

де k – стала Больцмана ($k = 1,380662 \cdot 10^{23}$ Дж/К).

Температура T , визначена в такий спосіб, називається *абсолютною*.

Температура визначає напрямок передачі тепла. Якщо два тіла A і B мають відповідно температуру T_1 і T_2 та $T_1 > T_2$, то тепло переходить від тіла A до тіла B . При цьому температура тіла A знижується, а тіла B – підвищується. При рівності температур T_1 і T_2 тіла A і B знаходяться в тепловій рівновазі, тому самочинного переходу тепла між ними не буде.

Температура, відлічувана від абсолютного нуля, називається абсолютною, а шкала температур – шкалою Кельвіна. Термодинамічна і абсолютна шкали температур тотожні. Температура відповідно до цих шкал позначається $T K$.

Практичним утіленням термодинамічної шкали температур є міжнародна стоградусна шкала з позначенням $t ^\circ C$. У цій шкалі температур за $0 ^\circ C$ прийнято температуру танення льоду при тискові 760 мм рт.ст., за $100 ^\circ C$ – температуру кипіння води при вказаному атмосферному тиску. Температура за обома шкалами може бути позначена у градусах Кельвіна і градусах Цельсія. Співвідношення між цими температурами таке:

$$T K = t ^\circ C + 273,15; \quad t ^\circ C = T K - 273,15.$$

У технічній термодинаміці для практичних розрахунків приймають

$$T K = t ^\circ C + 273. \quad (1.2)$$

Одиниця для вимірювання температурних відхилень для обох шкал однакова, тобто

$$\Delta T K = \Delta t ^\circ C.$$

В основу приладів, що вимірюють температуру (термометрів), покладено явище залежності будь-якої властивості речовини від температури. Наприклад, теплового розширення, електричного опору, теплового випромінювання тощо. За величиною зміни цих властивостей роблять висновок про зміну температури.

Використання термометрів ґрунтується на тому, що два дотичних тіла з різними температурами через деякий час входять у стан теплової рівноваги і набувають однакової температури. Якщо тіла A і B у тепловій рівновазі з тілом C , то тіла A , B , C у тепловій рівновазі між собою ($T_A = T_B = T_C$), тобто вони мають однакову температуру. Цей експериментальний факт називається нульовим початком термодинаміки. Так, у всіх систем, що перебувають у тепловій рівновазі одна з одною, температури однакові; у тих, що не мають між собою теплової рівноваги, – температури різні.

У промислових та лабораторних умовах температуру вимірюють рідинними термометрами, термопарами, пірометрами та іншими приладами.

Питомий об'єм речовини – це об'єм, який має одиниця маси даної речовини. Питомий об'єм ν пов'язаний з масою речовини M та її об'ємом V співвідношенням:

$$\nu = \frac{V}{M}, \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (1.3)$$

Якщо V виразити в кубічних метрах, M – у кілограмах, то ν визначиться в кубічних метрах на кілограм.

Густина речовини ρ – величина, обернена питомому об'єму, і визначає кількість речовини в одиниці об'єму. Отже,

$$\rho = \frac{1}{\nu} = \frac{M}{V}, \quad \text{кг}/\text{м}^3. \quad (1.4)$$

Одиниця густини в СІ – $\text{кг}/\text{м}^3$. Густина і питомий об'єм залежать від температури і тиску, тобто від термодинамічного стану речовини. Звичайно, у довідниках наводяться їхні значення за нормальних фізичних умов. Такими є тиск, що дорівнює $P=101,325$ кПа (760 мм рт. ст.), і температура 0°C .

Термічне рівняння стану речовини. Рівноважна термодинамічна система має функціональний зв'язок між параметрами стану, який називається рівнянням стану. Таким чином, три параметри стану (P , ν і T) простої системи однозначно пов'язані між собою. Рівняння, що пов'язує між собою ці параметри, називається рівнянням стану даної речовини і має вигляд:

$$f(P, \nu, T) = 0.$$

Термодинамічну систему, рівноважний стан якої цілком обчислюється значеннями двох незалежних змінних, називають *простою системою*, або простим тілом. Наприклад, гази, пари, рідини, що перебувають у термодинамічній рівновазі. Будь-який інший параметр простої системи є однозначною функцією двох заданих параметрів. Так, водяна пара при температурі 250°C і тиску 98 кПа має одне значення питомого об'єму $\nu = 0,2375$ $\text{м}^3/\text{кг}$, тобто питомий об'єм водяної пари однозначно обчислюється величиною тиску P при температурі T

$$v = f_2(P, T).$$

Оскільки всі параметри стану рівнозначні з точки зору визначення стану речовини, температуру і тиск речовини можна розрахувати із співвідношень:

$$P = f_1(v, T);$$

$$T = f_3(P, v).$$

У термодинамічних системах як робоче тіло часто розглядають *ідеальний газ*, в якому не враховуються сили взаємодії молекул, що являють собою матеріальні точки, без об'єму.

Рівнянням стану ідеального газу є рівняння Клапейрона

$$Pv = RT. \quad (1.5)$$

Рівняння вперше одержано Клапейроном у 1884 р. і названо його ім'ям. Клапейрон одержав це рівняння з рівнянь Бойля-Маріотта і Гей-Люссака, тому це рівняння називають об'єднаним законом.

Для довільної кількості ідеального газу рівняння стану має вигляд

$$PV = mRT, \quad (1.6)$$

де V – об'єм довільної кількості газу, м³;

P – тиск, Па;

m – маса газу, кг;

R – газова стала, Дж/(кг К);

T – абсолютна температура, К.

Помноживши обидві частини рівняння (1.5) на молекулярну масу, одержимо

$$Pv\mu = \mu RT \quad (1.7)$$

$$\text{або} \quad Pv_\mu = R_\mu T, \quad (1.8)$$

звідки рівняння Клапейрона (1.5) набуває універсальної форми (1.7), якщо газову сталу віднести не до 1 кг, а до 1 кмоль газу.

$$\text{Звідки} \quad R_\mu = \frac{Pv_\mu}{T}. \quad (1.9)$$

Якщо згідно із законом Авогадро 1 кмоль будь-якого газу при певних тисках і температурі займає однаковий об'єм, то комплекс $\frac{Pv_\mu}{T}$ має однакове стале значення для всіх газів, тобто

$$R_\mu = \mu R = \text{const}. \quad (1.10)$$

Величина R_μ називається універсальною газовою сталою. Її можна обчислити, якщо для будь-якого стану ідеального газу відомі P , T , V .

Так, за нормальних фізичних умов, підставивши в рівняння (1.9) значення P, V_μ, T , знаходимо, що

$$R_\mu = \frac{101325 \cdot 22,414}{273,15} = 8314,2 \text{ Дж/(кмоль К)}.$$

Знаючи універсальну газову сталу R_μ , можна визначити питому сталу конкретного робочого тіла

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8413,2}{\mu}. \quad (1.11)$$

Універсальна газова стала r_μ у фізичному розумінні є робота розширення 1 кмоль ідеального газу в процесі, що відбувається за сталого тиску та зміни температури на 1 градус.

Записуючи рівняння (1.6) з урахуванням викладеного, дістанемо

$$PV = \frac{M}{\mu} R_\mu T. \quad (1.12)$$

Рівняння (1.12) є найбільш загальним для ідеальних газів і називається рівнянням Клапейрона-Менделєєва. Воно пов'язує три закони ідеальних газів: Бойля-Маріотта, Гей-Люссака і Авогадро, а також включає універсальну газову сталу, що не залежить від природи газу.

Реальні гази складаються з атомів або молекул, що перебувають у безперервному хаотичному русі, і між ними діють сили притягання або відштовхування. Об'єм самих часток має кінцеву величину. Якщо згадані закони застосовувати до реальних газів, то результати цих розрахунків не будуть математично точними, а лише наближеними. Ступінь точності буде тим вищий, чим вища температура і нижчий тиск газу.

Для характеристики відмінності термічних властивостей реального газу від властивостей ідеального газу застосовують коефіцієнт стиску

$$Z = \frac{Pv}{RT}. \quad (1.13)$$

Для ідеального газу $Pv = RT$, тому при будь-яких тисках і температурах коефіцієнт стиску ідеального газу дорівнює одиниці.

На рис. 1.2 наведено залежність коефіцієнта стиску деяких реальних газів від тиску при температурі 0 °С. Як бачимо,

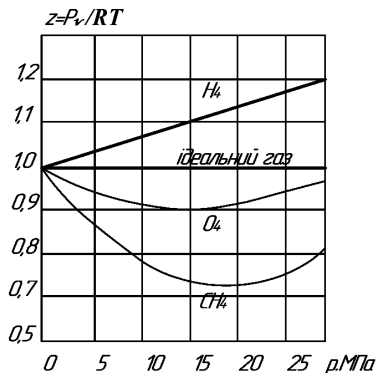


Рис.1.2. Залежність $z = \frac{Pv}{RT}$ для деяких газів від тиску за температури $0\text{ }^\circ\text{C}$

Для реальних газів коефіцієнт стиску Z може приймати значення більше і менше одиниці, залежно від тиску, температури і фізичних властивостей газу.

Нині існує понад 150 рівнянь станів реальних газів, але жодне з них не має достатньої універсальності й точності. Для стану реального робочого тіла найбільш простим є рівняння Ван-дер-Ваальса:

$$(P + \frac{a}{v^2}) \cdot (v - b) = RT, \quad (1.14)$$

де a і b – експериментально одержані постійні; a/v^2 – похибка, що враховує сили взаємодії між молекулами; b – похибка, що враховує об’єм молекул газу; різниця $v - b$ є вільним об’ємом, у якому можуть рухатися молекули газу.

Суміші ідеальних газів. Під ідеальним газом розуміють уявний газ, що складається з пружних молекул, між якими не діють сили взаємного притягання, а об’єм, який молекули займають, надзвичайно малий порівняно з об’ємом простору між молекулами. Іншими словами, **ідеальний газ** – це газ, в якого відсутні сили взаємодії між молекулами, і їхній об’єм дорівнює нулю.

Такий газ у своїх змінах підпорядковується законам Бойля-Маріотта і Гей-Люссака.

У практичній роботі доводиться працювати як з чистими газами, так і з газовими сумішами. Прикладами технічно важливих газових сумішей є атмосферне повітря, що складається з азоту, кисню, водяної пари і одноатомних газів; продукти згоряння палива, що містять вуглекислий газ, азот, водяну пару тощо; природний газ (метан, інші вуглеводні), повітря в сушильних камерах.

У 1801 р. англійський вчений Дальтон встановив зв'язок між парціальними тисками окремих газів і тиском суміші в цілому. При сталій температурі повний тиск суміші кількох газів дорівнює сумі їхніх парціальних тисків.

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n = \sum_{i=1}^n P_i, \quad (1.15)$$

де P_i – парціальний тиск i -го газу, який би мав газ, якби він один за тієї ж температури займав весь об'єм; n – кількість газів, що складають газову суміш.

Закон Дальтона широко використовується для характеристики газових сумішей і справедливий для ідеальних газів. Чим вищий тиск суміші, тобто далі гази від ідеального стану, тим більші відхилення від закону Дальтона спостерігаються в поведінці газової суміші.

Газова суміш може бути задана масовими, об'ємними або мольними частинами. Газова суміш, задана масовим складом, характеризується масовими частинами. Масовою частиною називається відношення маси i -того газу до загальної маси суміші

$$m_i = \frac{M_i}{M_{\text{сум}}}, \quad (1.16)$$

де m_i – масові частини;

M_i – маса i -го газу;

$M_{\text{сум}}$ – маса газової суміші.

Очевидно, маса газової суміші дорівнює сумі мас усіх газів, що входять до неї,

$$M_{\text{сум}} = \sum_1^n M_i = M_1 + M_2 + \dots + M_n. \quad (1.17)$$

Визначимо суму масових частин окремих газів:

$$\sum m_i = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \frac{M_1}{M_{\text{сум}}} + \frac{M_2}{M_{\text{сум}}} + \dots + \frac{M_i}{M_{\text{сум}}} = \frac{\sum_1^n M_i}{M_{\text{сум}}} = 1, \quad (1.18)$$

тобто сума масових частин газів, що входять до газової суміші, дорівнює одиниці. Масові частини нерідко задаються у відсотках. Наприклад, для сухого повітря: $m_{N_2} \approx 77\%$, $m_{O_2} \approx 23\%$.

Газова суміш, задана об'ємним складом, характеризується об'ємними частинами. Об'ємна частина кожного газу виражається відношенням

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{сум}}},$$

де r_i – об'ємна частина i -того газу; V_i – парціальний (зведений) об'єм i -того газу; $V_{\text{сум}}$ – об'єм суміші газів.

Масовий склад суміші

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{r_i \mu_i}{\sum_1^n r_i \mu_i}, \quad (1.19)$$

де μ_i – молекулярна маса i -того газу; $\mu_{\text{сум}}$ – молекулярна маса суміші.

Приведений об'єм i -того газу називається об'єм, який займав би ***i*-тий** газ при температурі та тиску, однаковими з температурою і тиском суміші газів.

Приведений об'єм кожного газу визначається за законом Бойля-Маріотта:

$$P_i V_{\text{сум}} = M_i R_i T; \quad (1.20)$$

$$P_{\text{сум}} V_i = M_i R_i T. \quad (1.21)$$

Перше рівняння належить до стану компонента газу в суміші, коли він має парціальний тиск P_i і займає повний об'єм суміші, а друге рівняння – до приведеного стану, коли тиск і температура компонента рівні, як і для суміші, P і T .

З рівнянь (1.20) і (1.21) маємо:

$$V_i = \frac{V_{\text{сум}} P_i}{P_{\text{сум}}}, \text{ або } P_i = r_i P_{\text{сум}}. \quad (1.22)$$

Склавши окремо ліві і праві частини рівняння (1.22) за законом Дальтона, одержимо, що

$$\sum_1^n V_i = V_{\text{сум}}.$$

Сума об'ємних частин газів, що складають суміш, дорівнює одиниці:

$$\sum_1^n r_i = 1. \quad (1.23)$$

Об'ємні доли також часто задаються у відсотках. Частина повітря $r_{O_2} = 21\%$, $r_{N_2} = 79\%$.

Газова суміш, задана мольним складом, характеризується мольними частинами. Цілком очевидно, що сума молів усіх газів, які складають суміш, дорівнює загальному числу молів газової суміші, тобто

$$N_1 + N_2 + \dots + N_n = \sum_1^n N_i = N_{\text{сум}}. \quad (1.24)$$

Мольною частиною називається відношення кількості молів i -того газу до загального числа молів газової суміші:

$$\gamma_i = \frac{N_i}{N_{\text{сум}}}. \quad (1.25)$$

Сума мольних частин суміші газів дорівнює одиниці, тобто

$$\gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_n = \sum_1^n \gamma_i = 1. \quad (1.26)$$

Газова стала суміші газів. Просумуємо рівняння (1.20) для всіх компонентів суміші

$$\sum_1^n P_i V_{\text{сум}} = \sum_1^n m_i M_i R_i T. \quad (1.27)$$

Враховуючи (1.15), можемо записати:

$$PV_{\text{сум}} = MR_{\text{сум}} T, \quad (1.28)$$

де
$$R_{\text{сум}} = \sum_1^n m_i R_i. \quad (1.29)$$

З рівняння (1.27) випливає, що суміш ідеальних газів підпорядковується рівнянню Клапейрона.

Згідно з виразом (1.11) $R = \frac{8413,2}{\mu}$, тоді з рівняння (1.29) випливає, що газова стала суміші, Дж/(кг·К),

$$R_{\text{сум}} = 8314 \sum_1^n m_i / \mu_i. \quad (1.30)$$

Уявна молекулярна маса суміші. До формули (1.11) підставимо молекулярну масу суміші

$$R_{\text{сум}} = \frac{8413,2}{\mu_{\text{сум}}}. \quad (1.31)$$

Прирівнюючи праві значення рівнянь (1.29) та (1.30), знаходимо

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_1^n m_i / \mu_i}. \quad (1.32)$$

Провівши додавання відношення (1.21) для всіх компонентів, попередньо замінивши V_i , M_i , R_i їх значеннями, одержимо формулу для уявної молекулярної маси суміші, представлені об'ємними долями:

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_1^n r_i \mu_i. \quad (1.33)$$

Між питомими об'ємами, густинами, молекулярними масами і газовими сталими і-того газу і газової суміші на підставі закону Авогадро і рівняння Клапейрона існує така залежність:

$$\frac{\rho_i}{\rho_{\text{сум}}} = \frac{v_{\text{сум}}}{v_i} = \frac{\mu_i}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{R_{\text{сум}}}{R_i}, \quad (1.34)$$

де ρ_i, v_i, μ_i, R_i – густина, питомий об'єм, молекулярна маса, газова стала і-того газу, відповідно; $\rho_{\text{сум}}, v_{\text{сум}}, \mu_{\text{сум}}, R_{\text{сум}}$ – густина, питомий об'єм, молекулярна маса, газова стала суміші газів.

Користуючись поняттями масових, та об'ємних частин та уявною молекулярною масою, а також наведеними рівняннями, можна вивести низку формул, зручних для розв'язання задач на газові суміші (табл. 1.1)

Таблиця 1.1

Визначення параметрів газової суміші

	Густина і питомий об'єм	Уявна молекулярна маса	Газова стала	Парціальний тиск	Перехід з одного складу в інший
По масовому складу	$\rho_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum \frac{m_i}{\rho_i}}$ $v_{\text{сум}} = \sum \frac{m_i}{\rho_i}$	$\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum \frac{m_i}{\mu_i}}$	$R_{\text{сум}} = \sum m_i R_i$	$P_i = m_i \frac{R_i}{R_{\text{сум}}} P_{\text{сум}}$	$r_i = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum \frac{m_i}{\mu_i}}$

По об'ємному складу	$\rho_{\text{сум}} = \sum r_i \rho_i$ $v_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum r_i \rho_i}$	$\mu_{\text{сум}} = \sum r_i \mu_i$	$R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\sum r_i \mu_i}$	$P_i = r_i P_{\text{сум}}$	$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum r_i \mu_i}$
---------------------	--	-------------------------------------	--	----------------------------	--

1.2 Перший закон термодинаміки. Теплоємність газів та їхньої суміші. Ентальпія

Внутрішня енергія системи включає:

- 1) кінетичну енергію поступового, зворотного і коливального рухів частинок;
- 2) потенційну енергію взаємодії частинок.

Внутрішня енергія є певною однозначною функцією стану тіла, тобто будь-яких двох незалежних параметрів, що визначають цей стан:

$$U = \varphi_1(p, V); U = \varphi_2(p, T); U = \varphi_3(V, T).$$

Внутрішня енергія складної системи визначається сумою енергій окремих її частин, тобто їй властива адитивність.

Величина $u = U / m$ називається *питомою внутрішньою енергією* і є внутрішньою енергією одиниці маси речовини. Вона виражається у (Дж/кг).

Оскільки внутрішня енергія є функцією стану тіла, то її зміна Δu в термодинамічному процесі не залежить від характеру процесу, а визначається тільки початковим і кінцевим станами тіла:

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1,$$

де u_1 – значення внутрішньої енергії в початковому стані, а u_2 – у кінцевому.

Математично це означає, що нескінченно мала зміна внутрішньої енергії du є повний диференціал u ; якщо виразити внутрішню енергію у вигляді функції питомого об'єму і температури, то

$$du = (\partial u / \partial T)_v dT + (du / dv)_T dv. \quad (1.40)$$

Внутрішня енергія ідеального газу, в якому відсутні сили взаємодії між молекулами, не залежить від об'єму газу або тиску $[(\partial u / \partial T)_T = 0, (\partial u / \partial p)_T = 0]$, а

визначається тільки його температурою, тому похідна від внутрішньої енергії ідеального газу по температурі є повна похідна:

$$(\partial u / \partial T)_p = (\partial u / \partial T)_v = du / dT . \quad (1.41)$$

Для більшості завдань технічної термодинаміки важливе не абсолютне значення внутрішньої енергії, а її зміна в різних термодинамічних процесах. Тому початок відліку внутрішньої енергії може бути вибраний довільно. Наприклад, внутрішню енергію ідеальних газів прийнято вважати такою, що дорівнює нулю при $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Механічна робота. Робота в термодинаміці, як і в механіці, визначається добутком сили, що діє на робоче тіло, на напрямок її дії.

Розглянемо газ, що міститься в циліндрі з рухомим поршнем, площею F (рис.1.3). Якщо газу додати деяку кількість теплоти, то він розширюється, здійснюючи при цьому роботу проти зовнішнього тиску p , діючи через поршень. Газ діє на поршень із силою, рівною pF , і здійснює *елементарну роботу* $\delta L = pFdy$, рухаючи поршень на відстань dy .

За кінцевої зміни об'єму

$$L = p(V_2 - V_1) . \quad (1.43)$$

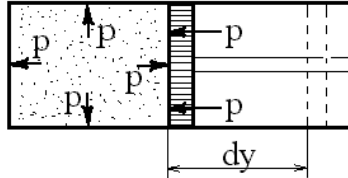


Рис. 1.3. Визначення роботи деформації

Робота L проти сил зовнішнього тиску, пов'язана зі зміною об'єму системи, називається *роботою деформації*. Оскільки P – величина позитивна, то δL і dV завжди мають однакові знаки:

якщо $dV > 0$, то і $\delta L > 0$, тобто при розширенні робота тіла позитивна, тіло саме здійснює роботу;

якщо ж $dV < 0$, то і $\delta L < 0$, тобто при стиску робота тіла негативна: це означає, що не тіло здійснює роботу, а на його стиск витрачається робота ззовні.

Одиницею вимірювання роботи в системі СІ є Джоуль (Дж).

У термодинаміці для дослідження рівноважних процесів широко використовують $p - v$ – діаграму, в якій віссю абсцис слугує питомий об'єм v , а віссю

ординат p – тиск. Оскільки стан термодинамічної системи визначається двома параметрами, то на $p-v$ – діаграмі він позначається точками.

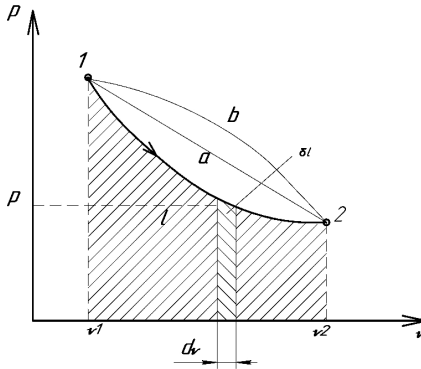


Рис. 1.4. Графічне зображення роботи деформації в p, v – координатах

На рис. 1.4 точка 1 відповідає початковому стану системи, точка 2 – кінцевому, а лінія 1, 2 – процесу розширення робочого тіла від v_1 до v_2 .

За нескінченно малої зміни об'єму dv площа заштрихованої вертикальної смужки дорівнює $p dv = \delta l$; отже, робота процесу 1; 2 зображується площею, обмеженою кривою процесу, віссю абсцис і крайніми ординатами. Таким чином, робота зміни об'єму еквівалентна площі під кривою процесу в діаграмі p, v .

Робота завжди пов'язана з переміщенням макроскопічних тіл у просторі, наприклад, переміщенням поршня, деформацією оболонки, тому вона характеризує впорядковану (макрофізичну) форму передачі енергії від одного тіла до іншого і є мірою переданої енергії. Оскільки величина δl пропорційна збільшенню об'єму, то якості робочого тіла, призначеного для перетворення теплової енергії в механічну, раціонально вибирати такі, які допускають значне збільшення об'єму. Таку якість мають гази і пари рідин. До прикладу, на теплових електростанціях робочим тілом є пари води, а в двигунах внутрішнього згоряння – газоподібні продукти згоряння того або іншого палива.

Кількість теплоти. Окрім макрофізичної форми передачі енергії – роботи – існує також і мікрофізична, тобто здійснювана на молекулярному рівні форма обміну енергією між системою і навколишнім середовищем. У цьому

випадку енергія може бути передана системі без здійснення роботи. Мірою кількості переданої енергії є *теплота*.

Теплота може передаватися або безпосереднім контактом між тілами (теплопровідністю, конвекцією), або на відстані (випромінюванням), причому в усіх випадках цей процес можливий тільки за наявності різниці температур між тілами.

Як буде показано нижче, елементарна кількість теплоти δQ , так само, як і δL , не є повним диференціалом, на відміну від диференціала внутрішньої енергії dU . За цією математичною символікою прихований глибокий фізичний сенс відмінності понять внутрішньої енергії, теплоти і роботи.

Внутрішня енергія – це властивість самої системи, вона характеризує стан системи. Теплота і робота – це енергетичні характеристики процесів механічної і теплової взаємодії системи з навколишнім середовищем. Вони характеризують ту кількість енергії, яка передана системі, через її межі в певному процесі.

Аналітичний вираз першого закону термодинаміки. Першим законом термодинаміки є окремий випадок загального закону збереження і перетворення енергії стосовно теплових явищ.

Закон збереження і перетворення енергії є фундаментальним законом природи, який отриманий на основі узагальнення величезної кількості експериментальних даних і може бути застосований до всіх явищ природи. Він стверджує, що енергія не зникає і не виникає знову, вона лише переходить з однієї форми в іншу, причому спад енергії одного вигляду дає еквівалентну кількість енергії іншого вигляду. Припустимо що, деякому робочому тілу з об'ємом V і масою m , що має температуру T і тиск p , надається ззовні нескінченно мала кількість теплоти δQ . У результаті підведення теплоти тіло нагріється на dT і збільшиться в об'ємі на dV .

Підвищення температури тіла свідчить про збільшення кінетичної енергії його часток. Збільшення об'єму тіла призводить до збільшення відстані між молекулами. Між молекулами реального газу існують сили взаємного тяжіння, це у свою чергу призводить до збільшення потенційної енергії частинок. Як результат, внутрішня енергія тіла збільшується на dU . Оскільки робоче тіло оточене середовищем, яке чинить на нього тиск, то при своєму розширенні воно проводить механічну роботу проти сил зовнішнього тиску. Якщо жодних інших змін у системі не відбувається, то за законом збереження енергії:

$$\delta Q = dU + \delta L, \quad (1.45)$$

тобто теплота, що надається системі, йде на приріст її внутрішньої енергії і на здійснення зовнішньої роботи.

Отримане рівняння є математичним виразом першого закону термодинаміки. Кожен з трьох членів цього співвідношення може бути позитивним, негативним і рівним нулю. Розглянемо деякі окремі випадки:

1. $\delta Q = 0$ – теплообмін системи з навколишнім середовищем відсутній, тобто теплота до системи не підводиться і від неї не відводиться. Процес за відсутності теплообміну називається *адіабатним*. Для нього рівняння (1.45) набуває вигляду:

$$\delta L = -dU. \quad (1.46)$$

Отже, робота розширення, що здійснюється системою в адіабатному процесі, дорівнює зменшенню внутрішньої енергії даної системи. За адіабатного стиску робочого тіла робота, що витрачається ззовні, цілком йде на збільшення внутрішньої енергії системи.

2. $\delta L = 0$ – при цьому об'єм тіла не змінюється. Такий процес називається *ізохорним*; для нього

$$\delta Q = \delta U, \quad (1.47)$$

тобто кількість теплоти, підведена до системи за постійного об'єму, дорівнює збільшенню внутрішньої енергії даної системи.

3. $\delta U = 0$ – внутрішня енергія системи не змінюється і

$$\delta Q = \delta L, \quad (1.48)$$

тобто підведена системі теплота переходить в еквівалентну їй зовнішню роботу.

Для системи, що містить 1 кг робочого тіла,

$$\delta q = du + \delta l. \quad (1.49)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.45) і (1.49) для даного процесу, отримаємо вираз першого закону термодинаміки в інтегральній формі:

$$Q = \Delta U + L \text{ і } q = \Delta u + l, \quad (1.50)$$

де $\Delta U = U_2 - U_1$, $\Delta u = u_2 - u_1$.

Теплоємність газів та їхньої суміші. Відношення кількості теплоти, отриманої тілом за нескінченно малій зміні його стану, до пов'язаної з цим зміни температури тіла називається теплоємністю тіла в даному процесі:

$$C = \delta Q / dT.$$

Величину теплоємності відносять до одиниці кількості речовини і залежно від вибраної одиниці розрізняють:

1) *питому масову теплоємність* c , віднесену до 1 кг газу і вимірювану в Дж/(кг·К);

2) *питому об'ємну теплоємність* c' , віднесена до кількості газу, що міститься в 1 м^3 об'єму за нормальних фізичних умов, і вимірювану в $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

3) *питому молярну теплоємність* μc , віднесена до одного кіломоля і вимірювану в $\text{Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$.

Залежність між питомими теплоємностями встановлюється очевидними співвідношеннями:

$$c = \mu c / \mu ; c' = \mu c / 22,4 ; c' = c \rho_i . \quad (1.51)$$

Тут $22,4 \text{ м}^3$ та ρ_i – об'єм одного кіломоля і щільність газу за нормальних умов.

Зміна температури тіла за однорідної кількості підведеної теплоти залежить від характеру процесу, що відбувається при цьому, тому теплоємність є функцією процесу. Це означає, що одне й те саме робоче тіло, залежно від процесу вимагає для свого нагрівання на один градус різної кількості теплоти. Чисельно величина c змінюється в межах від $+\infty$ до $-\infty$.

У термодинамічних розрахунках велике значення мають: *теплоємність за сталого тиску*

$$c_p = \delta q_p / dT , \quad (1.51)$$

де c_p дорівнює відношенню питомої кількості теплоти δq_p , підведеної тілу в процесі за сталого тиску, до зміни температури тіла dT ;

теплоємність за сталого об'єму

$$c_v = \delta q_v / dT ; \quad (1.52)$$

c_v дорівнює відношенню питомої кількості теплоти δq_v , підведеної до тіла в процесі за постійного об'єму, до зміни температури тіла dT .

Відповідно до першого закону термодинаміки для закритих систем

$$\delta q = du + p dv .$$

Із співвідношення (1.40)

$$\delta q = (\partial u / \partial T)_v + [(\partial u / \partial T)_T + p] dv . \quad (1.53)$$

Для ізохорного процесу ($v = \text{const}$) це рівняння набуває такого вигляду:

$$\delta q_v = (\partial u / \partial T)_v dT ,$$

і, враховуючи вираз (1.52), отримуємо, що

$$c_v = (\partial u / \partial T)_v , \quad (1.54)$$

тобто теплоємність тіла за постійного об'єму дорівнює приватній похідній від його внутрішньої енергії по температурі й характеризує темп зростання внутрішньої енергії в ізохорному процесі зі зростанням температури.

З урахуванням рівняння (1.41) для ідеального газу

$$c_v = du / dT . \quad (1.55)$$

Для ізобарного процесу ($p = \text{const}$) з рівнянь (1.53) та (1.51) одержуємо, що

$$c_p = (\partial u / \partial T)_v + [(\partial u / \partial v)_T + p] \cdot (dv / dT)_p,$$

або

$$c_p = c_v + [(\partial u / \partial v)_T + p] \cdot (dv / dT)_p. \quad (1.56)$$

Це рівняння підтверджує, зв'язок між теплоємностями c_p і

c_v . Для ідеального газу воно значно спрощується. Дійсно, внутрішня енергія ідеального газу визначається тільки його температурою і не залежить від об'єму, тому $(\partial u / \partial v)_T = 0$; крім того, з рівняння стану (1.3) виходить $p(\partial v / \partial T)_p = R$, звідки

$$c_p = c_v + R. \quad (1.57)$$

Співвідношення (1.57) називається рівнянням Майєра і є одним з основних у технічній термодинаміці.

У процесі $v = \text{const}$ підведена теплота йде лише на зміну його внутрішньої енергії, тоді як у процесі $p = \text{const}$ теплота витрачається і на збільшення внутрішньої енергії і на здійснення роботи проти зовнішніх сил. Тому c_p більше c_v на величину цієї роботи.

Отже, *газова стала* R чисельно дорівнює роботі розширення одного кілограма газу при нагріванні його за постійного тиску на один Кельвін.

Для реальних газів $c_p - c_v > R$, оскільки при розширенні реальних газів (при $p = \text{const}$) здійснюється робота не тільки проти зовнішніх сил, але і проти сил тяжіння, що діють між молекулами; це викликає додаткову витрату теплоти.

Зазвичай теплоємності визначаються експериментально, але для багатьох речовин їх можна розрахувати методами статистичної фізики.

Оскільки теплоємність газу залежить від температури, то в термодинаміці розрізняють істинну і середню теплоємності.

Середньою теплоємністю c_m даного процесу в інтервалі температур від t_1 до t_2 називається відношення кількості теплоти, що надається газу, до різниці кінцевої і початкової температур:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = q / (t_2 - t_1). \quad (1.58)$$

Вираз

$$c = \delta q / dT \quad (1.59)$$

визначає теплоємність за даної температури, або так звану дійсну теплоємність.

З формули (1.59) випливає, що

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt, \quad (1.60)$$

тому

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} c dt (t_2 - t_1).$$

Для практичних розрахунків теплоємності всіх речовин зводять у таблиці, причому з метою скорочення об'єму таблиць середні теплоємності приводять у них для інтервалу температур від 0 до t °С табл. ДЗ...Д4 [6].

Середню теплоємність в інтервалі температур від t_1 до t_2 знаходять за формулою:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_m \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}. \quad (1.61)$$

Тоді, враховуючи рівняння (1.58), отримаємо, що

$$q = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1) = c_m \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} \cdot t_1. \quad (1.62)$$

Усе викладене стосується також молярних і об'ємних теплоємностей.

Для наближених розрахунків за невисоких температурах можна прийняти певні значення молярних теплоємностей (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

Молярні теплоємності

Гази	Теплоємність, кДж/(кмоль·К)		$k = \frac{c_p}{c_v}$
	μc_v	μc_p	
Одноатомні	12,56	20,93	1,67
Двоатомні	20,93	29,31	1,41
Три- і багатоатомні	29,31	37,68	1,29

Теплоємність сумішей ідеальних газів. Якщо суміш газів задана масовою долею, то її масова теплоємність визначається як сума добутків масових часток на масову теплоємність кожного компонента:

$$c_v = \sum_1^n m_i c_{vi}; c_p = \sum_1^n m_i c_{pi}. \quad (1.63)$$

При завданні суміші об'ємними частками об'ємна теплоємність суміші

$$c'_v = \sum_1^n m_i c'_{vi}, c'_p = \sum_1^n m_i c'_{pi}, \text{ або } c'_{\text{сум}} = \sum_1^n c'_i r_i. \quad (1.64)$$

Аналогічно молярна теплоємність суміші дорівнює сумі творів об'ємних долей на молярні теплоємності складових суміші газів:

$$\mu c_v = \sum_1^n r_i (\mu c_{v_i}); \mu c_p = \sum_1^n r_i (\mu c_{p_i}). \quad (1.65)$$

Ентальпія. У термодинаміці важливу роль відіграє величина суми внутрішньої енергії системи U та добутку тиску системи P і величини об'єму системи V , яка називається *ентальпією* і позначається I ,

$$I = U + pV. \quad (1.66)$$

Оскільки величини, що входять до неї, є функціями стану, то і сама *ентальпія є функцією стану*. Ентальпія може бути представлена у вигляді функції двох будь-яких параметрів стану:

$$I = \psi_1(p, V); I = \psi_2(V, T); I = \psi_3(p, T).$$

Так само, як і внутрішня енергія, робота і теплота, ентальпія вимірюється в джоулях.

Ентальпії властива адитивність. Величина

$$i = u + pv \quad (1.67)$$

називається *питомою ентальпією* ($i = H/m$), є ентальпією системи, що містить 1 кг речовини, (Дж/кг).

Оскільки ентальпія є функцією стану, dI і є повним диференціалом, отже, зміна ентальпії в будь-якому процесі визначається тільки початковим і кінцевим станами тіла і не залежить від характеру процесу:

$$\Delta I = \int_1^2 dI = I_2 - I_1.$$

Фізичний зміст ентальпії можна простежити на такому. У циліндрі під поршнем знаходиться газ (рис. 1.5). Його тиск врівноважується вантажем вагою pF .

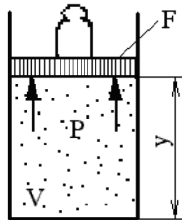


Рис. 1.5. Визначення фізичного змісту ентальпії

Повна енергія E розширеної системи (складається з газу і поршня з вантажем) складається з внутрішньої енергії газу U і потенційної енергії поршня з вантажем, рівної $pFy = pV$; отже,

$$E = U + pV = I.$$

Член pV чисельно дорівнює роботі, яку потрібно виконати, щоб ввести об'єм V газу з вакууму в простір з тиском p . Він характеризує потенційну енергію газу, стислого зовнішнім тиском. Отож, ентальпія будь-якої термодинамічної системи є сумою внутрішньої енергії системи і потенційної енергії джерела зовнішнього тиску.

Рівняння (1.49), з урахуванням виразу (1.44), дорівнюватиме $\delta q = du + pdv$ у разі, коли єдиним видом роботи є робота розширення, з урахуванням очевидного співвідношення

$$\begin{aligned} pdv &= d(pv) - vdp \\ \delta q &= d(u + pv) - vdp, \\ \delta q &= di - vdp. \end{aligned} \quad (1.68)$$

З цього співвідношення випливає: якщо тиск системи зберігається незмінним, тобто здійснюється ізобарний процес ($dp = 0$), то

$$\delta q_p = di \quad (1.69)$$

та

$$q_p = i_2 - i_1, \quad (1.70)$$

тобто теплота, підведена до системи за сталого тиску, витрачається тільки на зміну ентальпії даної системи.

Для ідеального газу з урахуванням виразів (1.55) та (1.3) отримаємо; що

$$di = du + d(pv) = c_v dT + R dT = (c_v + R) dT = c_p dT. \quad (1.71)$$

Початок відліку ентальпії, так само, як і внутрішньої енергії, приймемо рівним 0°C :

$$i = \int_0^t c_p dT = c_{pm} \Big|_0^t t. \quad (1.72)$$

При розрахунках практичний інтерес являє собою зміна ентальпії в кінцевому процесі:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_p dT = c_{pm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} t_1. \quad (1.73)$$

Запитання для самоконтролю знань

1. Що вивчає технічна термодинаміка?
2. Що таке термодинамічна система: відкрита, замкнута, ізольована термодинамічна система?
3. Основні термодинамічні параметри стану, їхня розмірність. Що таке ідеальний газ, його рівняння стану? Газова стала, універсальна газова стала, їхній фізичний зміст.
4. Реальний газ. Рівняння Ван-дер-Ваальса.
5. Що являє собою термодинамічний процес: зворотний, незворотний термодинамічний процес, термодинамічний цикл?
6. Що є газова суміш? Закон Дальтона. Завдання газової суміші.
7. Як визначається молекулярна маса, газова стала суміші?
8. Що розуміється під внутрішньою енергією системи? Від яких параметрів (параметра) стану залежить внутрішня енергія реального та ідеального газу?
9. Що називається роботою деформації? Як вона визначається і графічно представляється в p, v - координатах?
10. Суть і аналітичний вираз першого закону термодинаміки.
11. Дати визначення теплоємностей, питомої, дійсної і середньої.
12. Що таке теплоємність за сталого об'єму та сталого тиску?
13. Зв'язок між теплоємностями c_p і c_v (рівняння Майєра).
14. Як визначається теплоємність газових сумішей?
15. Що таке ентальпія? Її фізичний сенс?
16. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки з використанням ентальпії.
17. Визначте, що являє собою термодинамічний стан. Термодинамічний процес? Наведіть приклади.
18. Чому робочим тілом у теплових двигунах прийнято газ?
19. Які термодинамічні параметри називаються інтенсивними, а які екстенсивними?
20. Що відомо про параметри стану робочого тіла?

1.3 Другий закон термодинаміки. Ентропія. Цикли Карно.

Вираз $\delta q/T$ за рівноважної зміни стану газу є повний диференціал деякої функції стану. Вона називається *ентропією*, позначається для 1 кг газу через s і вимірюється в Дж/(кг·К). Для довільної кількості газу ентропія, що позначається через S , рівна $S = ms$ і вимірюється в Дж/К.

Поняття ентропії було введено Р. Клаузіусом. Отже,

$$ds = \delta q / T. \quad (1.74)$$

Подібно до будь-якої іншої функції стану ентропія може бути представлена у вигляді функції будь-яких двох параметрів стану:

$$s = \xi_1(p, v); \quad s = \xi_2(p, T); \quad s = \xi_3(v, T).$$

У технічній термодинаміці зазвичай використовується не абсолютне значення ентропії, а її зміна в будь-якому процесі:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T}. \quad (1.75)$$

Поняття ентропії дозволяє ввести надзвичайно зручну для термодинамічних розрахунків T, s – діаграму, на якій (як і на p, v – діаграмі) стан термодинамічної системи зображується точкою, а рівноважний термодинамічний процес – лінією (рис. 1.6).

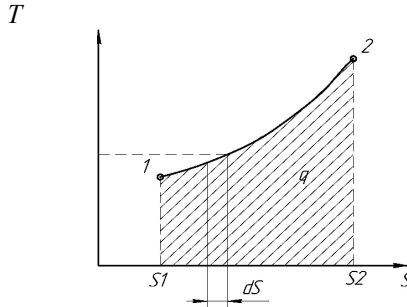


Рис. 1.6. Графічне зображення теплоти в T, s – координатах

З рівняння (1.74) випливає, що в рівноважному процесі

$$\delta q = T ds \quad (1.76)$$

та

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (1.77)$$

Очевидно, що в T, s – діаграмі елементарна теплота процесу δq визначається елементарним майданчиком з висотою T і основою ds , а площа, обмежена лінією процесу, крайніми ординатами і віссю абсцис, еквівалентна теплоті процесу. Формула (1.76) показує, що ds і δq мають однакові знаки, отже, за характером зміни ентропії в рівноважному процесі можна стверджувати, в якому напрямку відбувається теплообмін. При нагріванні тіла ($\delta q > 0$) його ентропія зростає ($ds > 0$). Якщо тіло охолоджується ($\delta q < 0$), то його ентропія знижується ($ds < 0$).

Формулювання другого закону термодинаміки. З першого закону термодинаміки випливає, що взаємне перетворення теплової і механічної енергії в двигуні повинне здійснюватися в певних еквівалентних кількостях. Двигун, який дозволяв би одержувати роботу без енергетичних витрат, називається *вічним двигуном першого роду*. Зрозуміло, що такий двигун неможливий, бо він нехтує першим законом термодинаміки. Тому перший закон можна сформулювати у вигляді такого твердження: *вічний двигун першого роду неможливий*.

Незважаючи на еквівалентність теплоти і роботи, процеси їхнього взаємного перетворення нерівнозначні. Досвід показує, що механічна енергія може бути повністю перетворена на теплоту, наприклад шляхом тертя, проте теплоту цілком перетворити на механічну енергію неможливо. Багаторічні спроби здійснити такий процес не мали успіху. Це пов'язано з існуванням фундаментального закону природи, так званого другого закону термодинаміки. Щоб з'ясувати його суть, звернемося до принципової схеми теплового двигуна (рис.1.7).

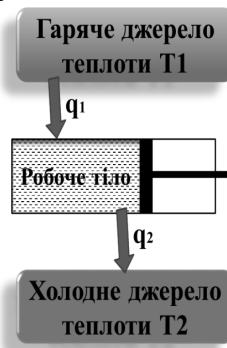


Рис.1.7. Термодинамічна схема теплового двигуна

Як показує досвід, усі без винятку теплові двигуни повинні мати гаряче джерело теплоти, робоче тіло, що здійснює замкнений коловий процес – цикл, і холодне джерело теплоти.

Практично в усіх існуючих теплових двигунах гарячими джерелами слугують хімічні реакції спалювання палива або внутрішньоядерні реакції, а як холодне джерело використовується навколишнє середовище – атмосфера. Як робоче тіло застосовуються гази або пари, про що наголошувалося вище. Робота двигуна здійснюється у такий чином (рис. 3.3). Розширюючись по лінії $1B2$, робоче тіло здійснює роботу, рівну площі $1B22'1'$. У тепловій машині, що безперервно діє, цей процес повинен повторюватися багаторазово. Для цього потрібно вміти повертати робоче тіло в початковий стан. Такий перехід можна здійснити в процесі $2B1$, при цьому виконати над робочим тілом ту ж саму роботу. Зрозуміло, що це не має сенсу, оскільки сумарна робота – робота циклу – виявиться рівною нулю.

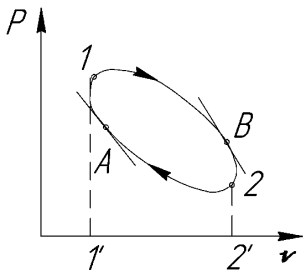


Рис. 1.8. Коловий процес (цикл) в p, v – координатах

Для того щоб двигун безперервно виробляв механічну енергію, робота розширення має бути більше від роботи стиску. Тому крива стиску $2A1$ повинна лежати нижче за криву розширення. Витрачена в процесі $2A1$ робота зображується площею $2A11'2'$. В результаті кожен кілограм робочого тіла здійснює за цикл корисну роботу l_0 , еквівалентну площі $1B2A1$, обмеженій контуром циклу.

Якщо провести дві адіабати, дотичні до контуру циклу в точках A і B , то цикл розіб'ється на дві ділянки: ділянка $A1B$, на якій відбувається підведення теплоти q_1 , і ділянка $B2A$, на якій відбувається відведення теплоти q_2 . У точках A і B , розташованих на адіабатах, немає ані підведення, ані відведення теплоти; і в цих точках потік теплоти змінює знак. Таким чином, для безперервної роботи двигуна необхідний циклічний процес, в якому до робочого тіла від гарячого джерела підводиться теплота q_1 і відводиться від нього до холодного джерела q_2 . У T, s - діаграмі теплота q еквівалентна площі $A'A1BB'$, а q_2 – площі $A'A2BB'$.

Внутрішня енергія системи є функцією стану. При поверненні робочого тіла в початковий стан вона також набуває початкового, і попередній вираз перетворюється на рівність

$$q_u = l_u, \quad (1.78)$$

де $q_u = \int q$ є тією частиною теплоти гарячого джерела, яка перетворена на роботу. Це – теплота, корисно застосована в циклі, вона дорівнює різниці значень теплоти ($q_1 - q_2$) і еквівалентна площі, обмеженій контуром циклу в T, s - діаграмі.

Відношення роботи, виробленої двигуном за цикл, до кількості теплоти, підведеної за цей цикл від гарячого джерела, називається термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД) циклу:

$$\eta = \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (1.79)$$

Коефіцієнт корисної дії оцінює ступінь досконалості циклу теплового двигуна. Чим більше ККД, тим більша частина підведеної теплоти перетворюється на роботу.

Співвідношення (1.74) є математичним виразом принципу еквівалентності теплової і механічної енергії.

Тепловий двигун без холодного джерела теплоти, тобто двигун, що повністю перетворює на роботу всю одержану від гарячого джерела теплоту, називається вічним двигуном другого роду.

Таким чином, другий закон термодинаміки можна сформулювати у вигляді такого твердження: «Вічний двигун другого роду неможливий». У більш розшифрованому вигляді це формулювання 1851 року висловив В. Томсон: «Неможлива тепла машина періодичної дії, єдиним результатом дії якої було б отримання роботи за рахунок відняття тепла від деякого джерела».

Незворотний цикл Карно. Отже, для перетворення теплоти на роботу в машині, що безперервно діє, потрібно мати принаймні тіло або систему тіл, від яких можна було б отримати теплоту («гаряче» джерело); робоче тіло, що здійснює термодинамічний процес, і тіло або систему тіл, здатні охолоджувати робоче тіло, тобто забирати від нього теплоту, не перетворену на роботу («холодне» джерело). Розглянемо простий випадок, коли є одне «гаряче» з температурою T_1 і одне «холодне» з температурою T_2 , джерело теплоти, причому теплоємність кожного з них така велика, що віднімання робочим тілом теплоти від одного джерела і передача її іншому не змінює їхньої температури.

Єдина можливість здійснення незворотного (що складається тільки з рівноважних процесів) циклу в цих умовах полягає в тому, що теплоту від гарячого джерела до робочого тіла потрібно підводити ізотермічно. У будь-якому

іншому випадку температура робочого тіла буде нижче від температури джерела T , тобто теплообмін між ними буде нерівноважним. Рівноважно охолодити робоче тіло від температури гарячого до температури холодного джерела T_2 , не віддаючи теплоту іншим тілам (яких поза умовою немає), можна тільки шляхом адіабатного розширення зі здійсненням роботи. З тих самих міркувань процес тепловіддачі від робочого тіла до холодного джерела теж має бути ізотермічним, а процес підвищення температури робочого тіла від T_1 до T_2 – адіабатним стиском з витратою роботи. Такий цикл, що складається з двох ізотерм і двох адіабат, носить назву циклу Карно, оскільки саме з його допомогою С. Карно 1824 року встановив основні закони перетворення теплової енергії в механічну.

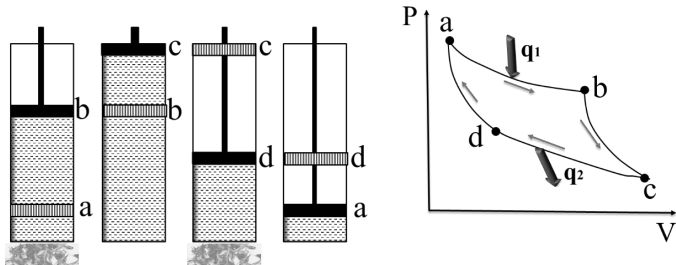


Рис. 1.9. Незворотний цикл Карно

Уявимо здійснення циклу Карно в тепловій машині таким чином. Газ (робоче тіло) з початковими параметрами, що характеризуються точкою a (рис.1.9), розміщений у циліндр під поршень, причому бокові стінки циліндра і поршня абсолютно нетеплопровідні, тому теплота може передаватися тільки через основу циліндра.

Циліндр вводимо в зіткнення з гарячим джерелом теплоти. Розширюючись ізотермічно за температури T_1 від об'єму v_a до об'єму v_b , газ забирає від гарячого джерела теплоту $q_1 = T_1 (s_2 - s_1)$. У точці b підвід теплоти припиняємо і ставимо циліндр на теплоізолятор. Подальше розширення робочого тіла відбувається адіабатно. Робота розширення здійснюється при цьому тільки за рахунок внутрішньої енергії, внаслідок чого температура газу падає до T_2 .

Тепер повернемо тіло в початковий стан. Для цього спочатку помістимо циліндр на холодне джерело з температурою T_2 , стискуємо. Робоче тіло по ізотермі cd витрачає роботу і відводить при цьому до нижнього джерела від робочого тіла теплоту:

$$q_2 = T_2 (s_2 - s_1).$$

Потім знову поставимо циліндр на теплоізолятор і далі стиск проведемо в адіабатних умовах. Робота, витрачена на стиск по лінії da , спрямована на підвищення внутрішньої енергії, внаслідок чого температура газу підвищується до T_1 .

Таким чином, у результаті циклу кожен кілограм газу отримує від гарячого джерела теплоту q_1 , віддає холодному теплоту q_2 і здійснює роботу l_q .

Підставивши у формулу (3.6), справедливу для будь-якого циклу, вирази для q_1 і q_2 , отримаємо, що термічний ККД циклу Карно визначається формулою

$$\eta = l - T_2 / T_1. \quad (1.80)$$

З цієї формули випливає, що термодинамічний ККД циклу Карно залежить тільки від абсолютних температур гарячого і холодного джерел. Збільшити ККД циклу можна або за рахунок підвищення температури гарячого джерела, або за рахунок зниження температури холодного.

Термічний ККД даного циклу становитиме

$$\eta_p = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1(s_k - s_h) + T_2(s_i - s_g)}{T_1(s_k - s_h)},$$

але $s_k - s_h = s_i - s_g$ унаслідок аналогічності кривих bf та ea , тому

$$\eta_p = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Таким чином, незворотні цикли подібні розглянутому і здійснюються так само, як і в циклі Карно, між двома джерелами теплоти, і мають ККД, що дорівнює ККД циклу Карно. Необоротний цикл називаються узагальненими (регенеративними) циклами Карно.

Зворотний цикл Карно. Здійснемо незворотний цикл Карно в зворотному напрямку. Робоче тіло з початковими параметрами точки a (рис.1.11) розширюється адіабатно, здійснюючи роботу розширення за рахунок внутрішньої енергії, і охолоджується від температури T_1 до температури T_2 . Подальше розширення відбувається по ізотермі, і робоче тіло відбирає від нижнього джерела з температурою T_2 теплоту q_2 . Далі газ піддається стиску спочатку по адіабаті, і його температура від T_2 підвищується до T_1 , а потім – по ізотермі ($T_1 = const$). При цьому робоче тіло віддає верхньому джерелу з температурою T_1 кількість теплоти q_1 .

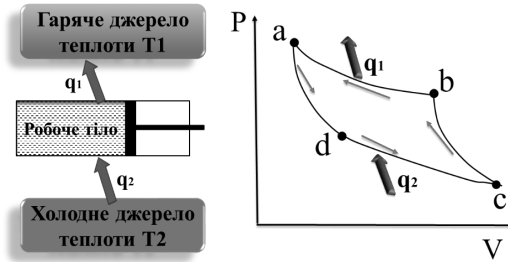


Рис.1.11. Зворотний цикл Карно в p, v

Оскільки у зворотному циклі стиск робочого тіла відбувається за більш високої температури, ніж розширення, робота стиску, що здійснюється зовнішніми силами, більше роботи розширення на величину площі $abcd$, обмеженої контуром циклу. Ця робота перетворюється на теплоту і разом з теплою q_2 передається верхньому джерелу. Таким чином, витративши на здійснення озворотного циклу l_{σ} , можна перенести теплоту від джерела з низькою температурою до джерела з вищою температурою; при цьому нижнє джерело віддасть кількість теплоти q_2 , а верхнє отримає кількість теплоти $q_1 = q_2 + l_{\sigma}$.

Зворотний цикл Карно є ідеальним циклом холодильних установок.

У холодильній установці робочими тілами слугують, як правило, пара легкокиплячих рідин – фреону, аміаку і тому подібне. Процес «перекачування теплоти» від тіл, розміщених у холодильній камері, до навколишнього середовища відбувається за рахунок витрат електроенергії.

Ефективність холодильної установки оцінюється холодильним коефіцієнтом, визначеним як відношення кількості теплоти, віднятої за цикл від холодильної камери, до витраченої в циклі роботи:

$$\varepsilon = q_2 / l_{\sigma} = q_2 / (q_1 - q_2). \quad (1.81)$$

Для зворотного циклу Карно

$$\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2). \quad (1.82)$$

Зазначимо: менша різниця температур між холодильною камерою і навколишнім середовищем, потребує менших витрат енергії для передачі теплоти від холодного тіла до гарячого і тим вище холодильний коефіцієнт.

Використовуючи зворотний цикл Карно, розглянемо ще одне формулювання другого закону термодинаміки, яке водночас з В.Томсоном, запропонував Р.Клаузіус: *теплота не може мимоволі (без компенсації) переходити від тіл з нижчою температурою до тіл з більш високою*.

Аналітичний вираз другого закону термодинаміки. Розглянемо принципи відмінності незворотних процесів від зворотних на прикладі розширення газу в циліндрі над поршнем (рис. 1.81), одержуючого теплоту δq від джерела з температурою T_1 , яка здійснює роботу проти зовнішньої сили P , утримуючи поршень.

Розширення буде незворотним (рівноважним) тільки в тому випадку, якщо температура газу T дорівнює температурі джерела ($T = T_1$), зовнішня сила P дорівнює тиску газу на поршень ($P = pF$) і при розширенні газу немає ані зовнішнього, ані внутрішнього тертя. Робота розширення газу в цьому випадку дорівнює $\delta l_{звор} = Pdy = pdv$, а зміна ентропії робочого тіла у такому процесі становитиме: $ds_{звор} = \delta q / T$.

Невиконання навіть однієї з указаних умов робить розширення газу незворотним. Якщо безповоротність викликана тертям поршня об стінки циліндра, то робота δq , здійснена проти зовнішньої сили P , виявляється меншою, ніж $p dv$, оскільки частина її витрачається на подолання тертя і переходить у теплоту $\delta q_{тр}$. Вона сприймається газом разом з підведеною теплотою δq , унаслідок чого зростання ентропії газу в незворотному процесі $ds = (\delta q + \delta q_{тр}) / T$ виявляється більше, ніж в оборотному за тієї самої кількості підведеної від джерела теплоти δq .

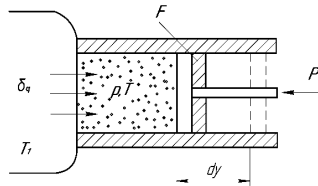


Рис.1.13. Визначення зміни ентропії в процесах

Якщо необоротність викликана відсутністю механічної рівноваги ($P < pF$), то поршень рухатиметься прискорено. Швидкий рух поршня викликає появу вихрів у газі, затухаючих під дією внутрішнього тертя, внаслідок чого частина

роботи розширення знову перетворюється на теплоту δq_{mp} . Робота проти зовнішньої сили знову виходить менше, а зростання ентропії більше, ніж в оборотному процесі з тією ж кількістю теплоти δq .

Якщо необоротність спричинена теплообміном при кінцевій різниці температур (температура газу T менше температури джерела T_1), то зростання ентропії робочого тіла $ds = \delta q/T$ виявляється більше, ніж $ds_{звор} = \delta q/T_1$ у зворотному процесі через зниження температури газу. При тому ж положенні поршня, тобто заданому питомому об'ємі v , меншій температурі газу відповідає менший його тиск p . Відповідно менше має бути і зрівноважувальна сила $P': P' = p'F < P = pF$. Робота розширення проти цієї сили $\delta l = P' dy = p' dv < pdv$.

Отже, необоротність завжди призводить до збільшення ентропії робочого тіла за тієї самої кількості підведеної теплоти і до втрати частини роботи. У загальному вигляді це можна записати у такий спосіб:

$$ds = \delta q / T + ds_{незвор};$$

$$\delta l = pdv - \delta l_{незвор},$$

причому $ds_{незвор}$ і $\delta l_{незвор}$ завжди позитивні.

Раніше було показано, що для зворотних процесів справедливе співвідношення $ds = \delta q/T$. Розібраний приклад досить наочно показує, що в незворотних процесах $ds > \delta q/T$, якщо під δq розуміти кількість підведеної до системи або відведеної від неї теплоти. Обидва записи є аналітичним виразом другого закону термодинаміки:

$$\left. \begin{array}{l} ds = \delta q / T - \text{в зворотних процесах} \\ ds > \delta q / T - \text{в незворотних процесах} \end{array} \right\} . \quad (1.83)$$

Для ізольованих систем, які за визначенням не обмінюються з навколишнім середовищем ($\delta q = 0$), ці вирази набувають вигляду:

$$ds \geq 0. \quad (1.84)$$

Якщо в адіабатно-ізольованій системі здійснюються рівноважні процеси, то ентропія системи залишається постійною.

Мимовільні (а значить, і незворотні) процеси в ізольованій системі завжди призводять до збільшення ентропії. Це положення є найбільш загальним формулюванням другого початку термодинаміки для нерівноважних процесів, і відоме під назвою принцип *зростання ентропії*.

1.4 Термодинамічні процеси ідеальних і реальних газів.

Основними процесами, важливими як в теоретичному, так і в прикладному аспектах, є *ізохорний*, що перебігає за постійного об'єму; *ізобарний*, що

протікає за постійного тиску; *ізотермічний*, що відбувається за постійної температури; *адіабатний*, при якому відсутній теплообмін з навколишнім середовищем; *політропний*, відповідний рівнянню $p v^n = const$.

Метод дослідження процесів, що не залежить від їхніх особливостей і є загальним, полягає в наступному:

- 1) виводиться рівняння процесу, що встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами робочого тіла в даному процесі;
- 2) обчислюється робота зміни об'єму газу;
- 3) визначається кількість теплоти, підведеної до газу або відведеної від нього в процесі;
- 4) розраховується зміна внутрішньої енергії системи в процесі;
- 5) визначається зміна ентропії системи в процесі.

Ізохорний процес. При ізохорному процесі виконується умова $dv = 0$ або $v = const$. З рівняння стану ідеального газу (1.3) випливає, що

$$p / T = R / v = const,$$

тобто тиск газу прямо пропорційний його абсолютній температурі:

$$p_2 / p_1 = T_2 / T_1. \quad (1.85)$$

На рис.1.14 представлений графік процесу. Робота розширення в цьому процесі дорівнює нулю, оскільки кількість теплоти, підведеної до робочого тіла в процесі 1;2 при $c_v = const$, визначається із співвідношення (1.60):

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1). \quad (1.85)$$

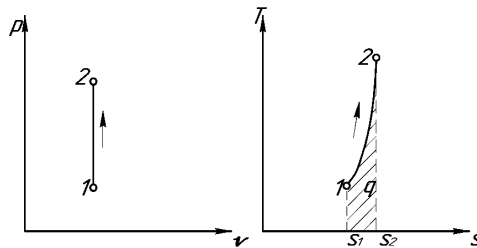


Рис. 1.14. Зображення ізохорного процесу в p, v - та T, s -координатах

При змінній теплоємності

$$q = c_{vm} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = c_{vm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} t_1, \quad (1.86)$$

де $c_{vm} \Big|_{t_1}^{t_2}$ – середня масова ізохорна теплоємність в інтервалі температур від t_1 до t_2 .

Оскільки $l=0$, то відповідно до першого закону термодинаміки $\Delta u = q$

$$\left. \begin{aligned} \Delta u &= c_v (T_2 - T_1) \text{ при } c_v = \text{const}; \\ \Delta u &= c_{vm} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \text{ при } c_v = \text{var}. \end{aligned} \right\} \quad (1.87)$$

Оскільки внутрішня енергія є функцією стану тіла, то формули (1.87) справедливі для будь-якого термодинамічного процесу ідеального газу.

Зміна ентропії в ізохорному процесі визначається за формулою (1.75):

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_v \int_1^2 \frac{dT}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.88)$$

тобто залежність ентропії від температури в ізохорному процесі при $c_v = \text{const}$ має логарифмічний характер (рис. 1.14).

Ізобарний процес. Ізобарним називається процес, що відбувається при постійному тиску. З рівняння стану ідеального газу (1.15) при $p = \text{const}$ знаходимо:

$$v/T = R/p = \text{const},$$

або

$$v_2 / v_1 = T_2 / T_1, \quad (1.89)$$

тобто в ізобарному процесі об'єм газу пропорційний його абсолютній температурі (закон Гей-Люссака) — рис.4.2.

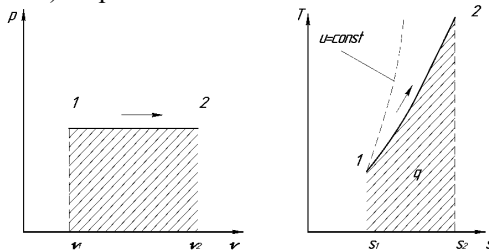


Рис.1.15. Зображення ізобарного процесу в p, v - та T, s - координатах

З виразу (1.45) випливає, що

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (1.90)$$

Оскільки $pv_1 = RT_1$ і $pv_2 = RT_2$, то одночасно

$$l = R(T_2 - T_1). \quad (1.91)$$

Кількість теплоти, що підводиться газу при нагріванні або віддається ним при охолодженні, знаходимо з рівняння (1.60)

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_{pm} dT = c_{pm} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.92)$$

де $c_{pm} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T}$ – середня масова ізобарна теплоємність в інтервалі температур від T_1 до T_2 ; при $c_p = const$.

$$q = c_p(v_2 - v_1). \quad (1.93)$$

Зміна ентропії при $c_p = const$ згідно з формулою (1.75) дорівнює:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.94)$$

тобто температурна залежність ентропії при ізобарному процесі теж має логарифмічний характер, але оскільки $c_p > c_v$, то ізобара в T, s -діаграмі йде більш полого, ніж ізохора.

Ізотермічний процес. При ізотермічному процесі температура постійна, отже

$$pv = RT = const,$$

або

$$p_2 / p_1 = v_2 / v_1, \quad (1.95)$$

тобто тиск і об'єм обернено пропорційні один одному, тому при ізотермічному стиску тиск газу зростає, а при розширенні – падає (закон Бойля-Маріотта) — рис.4.3.

Робота процесу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{v}{dv} = RT \ln(v_2 / v_1) = RT \ln(p_1 / p_2). \quad (1.96)$$

Оскільки температура не змінюється, то внутрішня енергія ідеального газу в даному процесі залишається постійною ($\Delta u = 0$), і вся теплота, що підводиться до газу, повністю перетворюється на роботу розширення:

$$q = l. \quad (1.97)$$

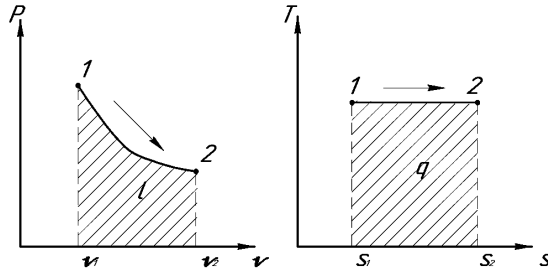


Рис.1.16. Зображення ізотермічного процесу в p, v - та T, s -координатах

При ізотермічному стиску від газу відводиться теплота в кількості, яка дорівнює витраченій роботі.

Із співвідношень (1.75), (1.96) і (1.97) випливає, що зміна ентропії в ізотермічному процесі виражається формулою

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = \frac{q}{T} = R \ln(p_1 / p_2) = R \ln(v_2 / v_1). \quad (1.98)$$

Адіабатний процес. Процес, що відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем, називається адіабатним. Згідно з визначенням $\delta q = 0$ для того, щоб здійснити такий процес, або теплоізолюють газ, тобто розміщують його в адіабатну оболонку, або проводять процес настільки швидко, щоб зміна температури газу, обумовлена його теплообміном з навколишнім середовищем, була занадто малою порівнянно зі зміною температури, викликаною розширенням або стиском газу. Як правило, це можливо, бо теплообмін відбувається значно повільніше, ніж стискування або розширення газу.

Рівняння першого закону термодинаміки для адіабатного процесу набуває вигляду:

$$c_v dT + v dv = 0 \quad \text{та} \quad c_p dT + p dv = 0.$$

Поділивши перше рівняння на друге, отримаємо:

$$\frac{c_v dT}{c_p dT} = -\frac{v dp}{p dv}, \quad \text{або} \quad k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}.$$

Інтегруючи останнє рівняння за умови, що $k = c_p / c_v = \text{const}$, знаходимо, що

$$k \int_{v_1}^{v_2} dv / v = - \int_{p_1}^{p_2} dp / p \quad \text{та} \quad k \ln(v_2 / v_1) = \ln(p_1 / p_2).$$

Після потенціювання маємо:

$$(v_2 / v_1)^k = p_1 / p_2, \text{ або } p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \quad (1.99)$$

У такий спосіб і одержали рівняння адиабати ідеального газу за постійного відношення теплосмностей ($k = const$). Величина

$$k = c_p / c_v \quad (1.100)$$

називається показником адиабати (табл.1.1). Підставивши, отримаємо $c_p = c_v + R$, $k = 1 + R / c_v$.

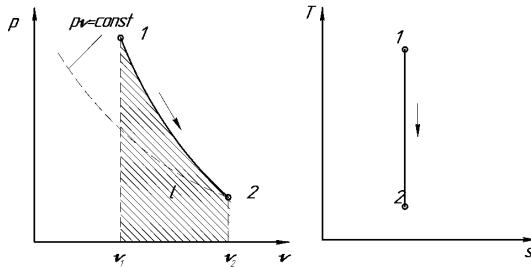


Рис.1.17. Зображення адиабатного процесу в p, v - та T, s - координатах

Оскільки $k > 1$, то в координатах p, v (рис.1.17) лінія адиабати приходить крутіше за лінію ізотерми: при адиабатному розширенні тиск знижується швидше, ніж при ізотермічному, оскільки в процесі розширення зменшується температура газу.

Визначивши з рівняння стану, написаного для станів 1 та 2, відношення об'ємів або тиску і, підставивши їх у рівняння (1.99), отримаємо формулу адиабатного процесу, що виражає залежність температури від об'єму або тиску:

$$T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{k-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.101)$$

Робота розширення при адиабатному процесі, згідно з першим законом термодинаміки, здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії і може бути обчислена по одній з формул:

$$l = -\Delta u = c_v (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.102)$$

Оскільки $p_1 v_1 = RT_1$ та $p_2 v_2 = RT_2$, то

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.103)$$

У даному процесі теплообмін газу з навколишнім середовищем виключається, тому $q = 0$. Вираз $c = \delta q / dT$ показує, що теплоємність адиабатного процесу дорівнює нулю.

При адиабатному процесі δq ентропія робочого тіла не змінюється ($ds = 0$ і $s = \text{const}$), тому в результаті на T, s -діаграмі адиабатний процес зображається вертикальною лінією.

Політропний процес і його узагальнююче значення. Політропним називається процес, який описується рівнянням

$$p v^n = \text{const}. \quad (1.104)$$

Показник політропи може набувати будь-якого чисельного значення в побудовах від $-\infty$ до $+\infty$, але для даного процесу він є величиною постійною.

З рівняння (1.104) і рівняння Клапейрона неважко отримати рівняння, що встановлює зв'язок між p, v та T і в будь-яких двох точках на політропі, аналогічно тому, як було зроблено для адиабати:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n; T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.105)$$

Робота розширення газу в політропному процесі

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Оскільки для політропи, відповідно до рівняння (1.105),

$$p = p_1 (v_1 / v)^n,$$

то

$$l = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} dv / v^n = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.106)$$

У разі ідеального газу рівняння (1.106) можна представити в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2); \\ l &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \\ l &= \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]; \\ l &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \end{aligned} \right\} \quad (1.107)$$

Кількість підведеного (відведеного) в процесі тепла можна визначити за допомогою рівняння першого закону термодинаміки:

$$q = (u_2 - u_1) + l.$$

Оскільки

$$\begin{aligned} u_2 - u_1 &= c_v (T_2 - T_1), \\ l &= \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1), \end{aligned}$$

то

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = c_n (T_2 - T_1), \quad (1.108)$$

де

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1} \quad (1.109)$$

є теплоємністю ідеального газу в політропному процесі. При \bar{n}, k та $n = \text{const}$, $c_n = \text{const}$, тому політропний процес іноді визначають як процес з постійною теплоємністю. Зміна ентропії:

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.110)$$

Політропний процес має узагальнене значення, бо охоплює всю сукупність термодинамічних процесів. Неважко переконатися в тому, що для ізохорного процесу: $n = \pm\infty$, $c_n = c_v$;

ізобарного $n = 0$, $c_n = c_p$;

ізотермічного $n = 1$, $c_n = \infty$;

адіабатного $n=k$, $c_n=0$.

На рис.1.18 показано взаємне розташування на p,v - та T,s -діаграмах політропних процесів з різними значеннями показника політропи. Всі процеси починаються в одній точці.

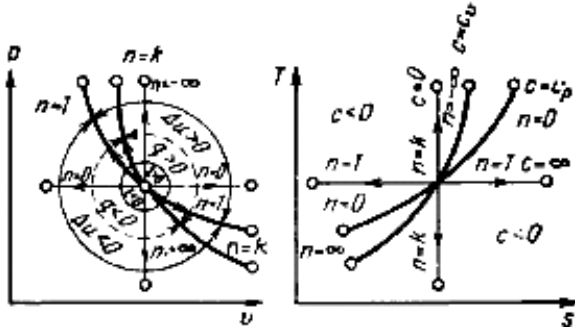


Рис.1.18. Зображення основних термодинамічних процесів ідеального газу в p,v - та T,s -координатах

Ізохора ($n=\pm \infty$) ділить поле діаграми на дві області: процеси, що знаходяться праворуч ізохори, характеризуються позитивною роботою, оскільки супроводжуються розширенням робочого тіла; для процесів, розташованих ліворуч за ізохорою, характерна від'ємна робота.

Процеси, розташовані праворуч і вище за адіабату ($n=k$), протікають з підведенням теплоти до робочого тіла; процеси, розташовані ліворуч і нижче за адіабату, перебігають з відведенням теплоти.

Для процесів, розташованих над ізотермою ($n=1$), характерне збільшення внутрішньої енергії газу; процеси, розташовані під ізотермою, супроводжуються зменшенням внутрішньої енергії.

Процеси, розташовані між адіабатою і ізотермою, мають негативну теплоємність, оскільки δq і du (тобто і dT) мають в цій області протилежні знаки. У таких процесах $|l| > |q|$, тому на виробництво роботи при розширенні витрачається не тільки теплота, що підводиться, але і частина внутрішньої енергії робочого тіла.

Термодинамічні процеси реальних газів. Розглянемо на прикладі водяної пари, яка широко використовується в багатьох галузях техніки, термодинамічні процеси реальних газів. Тому дослідження термодинамічних властивостей води і водяної пари мають велике практичне значення.

Процес пароутворення. Основні поняття і визначення. Проаналізуємо процес отримання пари. Для цього 1 кг води за температури $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ помістимо в циліндр з рухомим поршнем. Прикладемо до поршня ззовні деяку постійну силу P . Тоді поблизу площі поршня F тиск матимемо постійний, який становитиме $p = P/F$. Зобразимо процес пароутворення, тобто процес перетворення речовини з рідкого стану в газоподібний у p, v -діаграмі (рис.1.19).

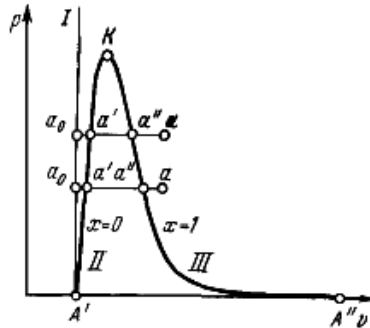


Рис.1.19. p, v -діаграма водяної пари

Початковий стан води, що знаходиться під тиском P і що має температуру $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, позначено на діаграмі точкою a_0 . При нагріванні температура води поступово підвищується, поки не досягне температури кипіння t_s , відповідної даному тиску. При цьому питомий об'єм рідини спочатку зменшується, досягає мінімального значення при $t = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім починає зростати. Стан рідини, доведеної до температури кипіння, зображується на діаграмі точкою a' .

За подальшого підведення теплоти починається кипіння води зі значним збільшенням об'єму. У циліндрі тепер знаходиться двофазне середовище – суміш води і пари – *волога, насичена паром*. У міру підведення теплоти кількість рідкої фази зменшується, а парової – зростає. Температура суміші при цьому залишається незмінною і рівною t_s , оскільки вся теплота витрачається на випаровування рідкої фази. Отже, процес паротворення на цій стадії є ізобарно-ізотермічним. Нарешті, в деякий момент часу остання крапля води перетворюється на пару, і циліндр виявляється заповненим тільки паром, яка називається *сухою насиченою*. Стан її зображується точкою a'' .

Насиченою називається пара, що знаходиться в термічній і динамічній рівновазі з рідиною, з якої вона утворюється. Динамічна рівновага полягає в тому, що кількість молекул, які вилітають з води в паровий простір, дорівнює кількості молекул, що конденсуються на її поверхні. У паровому просторі при цьому рівноважному стані знаходиться максимально можливе за даної температури число молекул. Пара є насиченою в тому сенсі, що при ізотермічному

стиску частина його сконденсується без зміни тиску і щільності. З підвищенням температури кількість молекул, що мають енергію, достатню для вильоту в паровий простір, збільшується. Рівновага відновлюється за рахунок зростання тиску пари, який веде до збільшення його щільності, отже, і кількості молекул в одиницю часу, що конденсуються на поверхні води. Звідси випливає, що тиск насиченої пари є монотонно зростаючою функцією її температури, або, що теж саме, температура насиченої пари є монотонно зростаючою функцією її тиску.

У разі збільшення об'єму над поверхнею рідини, що має температуру насичення, деяка кількість рідини переходить у пару, при зменшенні об'єму зайва пара знову переходить у рідину, але в обох випадках тиск пари залишається постійним.

Насичена пара, в якій відсутні зважені частинки рідкої фази, називається *сухою насиченою парою*. Її питомий об'єм і температура є функціями тиску. Тому стан сухої пари можна задати будь-яким з параметрів – тиском, питомих об'ємом або температурою.

Двофазна суміш, що є парою зі зваженими в ній крапельками рідини, називається *вологою насиченою парою*. Масова частка сухої насиченої пари у вологій називається *ступенем сухості* пари і позначається літерою x . Масова частка киплячої води у вологій парі, що дорівнює $1-x$, називається *ступенем вологості*. Для киплячої рідини $x=0$, а для сухої насиченої пари $x=1$. Стан вологої пари характеризується двома параметрами: тиском (температурою насичення t_s , що визначає цей тиск) і ступенем сухості пари.

При наданні сухій парі теплоти при тому ж тиску його температура підвищуватиметься, пара перегріватиметься. Точка a зображає стан перегрітої пари і залежно від температури пари може лежати на різних відстанях від точки a^* . Таким чином, *перегрітою* називається пара, температура якої перевищує температуру насиченої пари при тому ж тиску.

Оскільки питомий об'єм перегрітої пари при тому ж самому тиску більший, ніж насиченої, то в одиниці об'єму перегрітої пари міститься менша кількість молекул, тобто, вона є менш щільною. При ізотермічному стиску її тиск і щільність зростають, тобто вона є ненасиченою. Стан перегрітої пари, як і будь-якого газу, визначається двома незалежними параметрами.

Якщо розглянути процес пароутворення за вищого тиску, то можна відзначити певні зміни. Точка a_0 , відповідна стану 1 кг води при 0°C і новому тиску, залишається майже на тій самій вертикалі, оскільки вода практично нестискувана. Точка a^* зміщується праворуч, бо зі зростанням тиску підвищується температура кипіння, а рідина з підвищенням температури розширюється. Що ж до пари (точка a''), то, незважаючи на підвищення температури

кипіння, питомий об'єм пари все-таки падає через сильніший вплив зростаючого тиску.

Якщо питомий об'єм рідини зростає, а пари падає, то за постійного збільшення тиску ми досягнемо такої точки, в якій питомі об'єми рідини і пари зрівняються. Ця точка називається *критичною*. Оскільки всі відмінності між газом і рідиною пов'язані з різницею в щільності (питомому об'ємі), то в критичній точці властивості рідини і газу стають однаковими. Для води параметри критичної точки K складають: $p_{кр} = 221,29 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $t_{кр} = 374,15 \text{ C}$; $v_{кр} = 0,00326 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Критична температура – це максимально можлива температура співіснування рідини і насиченої пари. За температур, які вищі від критичної, можливе існування тільки перегрітої пари. Всі гази є значно перегрітими парами. Чим вище температура перегріву (за даного тиску), тим ближче газ за своїми властивостями до ідеального газу.

Найменшим тиском, за якого ще можлива рівновага води і насиченої пари, є тиск, відповідний потрійній точці. Під останньою розуміється той єдиний стан, в якому можуть одночасно перебувати в рівновазі пара, вода і лід (точка A' на рис.1.19). Параметри потрійної точки для води: $p_0 = 611 \text{ Па}$; $t_0 = 0,01 \text{ C}$; $v_0 = 0,001 \text{ м}^3 / \text{кг}$. Процес пароутворення, який відбувається при абсолютному тиску $p_0 = 611 \text{ Па}$, на діаграмі поданий ізобарою $A'A''$, яка практично збігається з віссю абсциси. При більш низькому тиску пара може співіснувати тільки в рівновазі з льодом. Процес утворення пари з льоду називається *сублімацією*.

Якщо тепер з'єднати однойменні точки плавними кривими, то отримаємо *нульову ізотерму I*, кожна точка якої відповідає стану 1 кг води при 0 C і тиску P , *нижню прикордонну криву II*, що представляє залежність від тиску питомого об'єму рідини при температурі кипіння, і *верхню прикордонну криву III*, що дає залежність питомого об'єму сухої насиченої пари від тиску.

Усі точки по горизонталі між кривими II і III відповідають станам вологої насиченої пари, точки кривої II визначають стани киплячої води, точки кривої III – стани сухої насиченої пари. Ліворуч від кривої II до нульової ізотерми лежить область некиплячої однофазної рідини, праворуч від кривої III – область перегрітої пари. Таким чином, криві II і III визначають область насиченої пари, відокремлюючи її від області води і перегрітої пари, і тому називаються *прикордонними*.

Визначення параметрів води і пари. Термодинамічні параметри киплячої води і сухої насиченої пари беруться з таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари (табл.Д.5). Термодинамічні величини в таблиці зі штрихом відносяться до води, нагрітої до температури кипіння, а величини з двома штрихами – до сухої насиченої пари.

Оскільки для ізобарного процесу відповідно до виразу (1.70) підведена теплота

$$q = h_2 - h_1,$$

то, застосувавши це співвідношення до процесу, отримаємо, що

$$q = r = h'' - h'. \quad (1.111)$$

Величина називається *теплотою пароутворення* і визначає кількість теплоти, необхідної для перетворення одного кілограма води на суху насичену пару такої самої температури.

Приріст ентропії в процесі пароутворення визначається з використанням формули

$$s'' - s' = \int \frac{\delta q}{T} = \frac{1}{T_s} \int \delta q = \frac{r}{T_s}.$$

За нульовий стан, від якого відраховуються величини s' , s'' , h' , h'' , прийнято стан води в потрійній точці.

Оскільки стан киплячої води і сухої насиченої пари визначається тільки одним параметром, то за відомим тиском або температурою з таблиць води і водяної пари беруться значення v' , v'' , h' , h'' , s' , s'' , r .

Питомий об'єм v_x , ентропія s_x й ентальпія h_x вологої насиченої пари визначаються за правилом адитивності. Відомо, що один кілограм вологої пари міститься x кг сухої і $(1 - x)$ кг киплячої води, то

$$v_x = xv'' + (1 - x)v' = v'' + x(v'' - v'). \quad (1.122)$$

Аналогічно

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + xr/T_s; \quad (1.113)$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr. \quad (1.114)$$

Безпосередньо з таблиць використати параметри вологої пари не можна. Їх визначають за наведеними вище формулами за заданими тиском (або температурою) і ступенем сухості.

Однофазні стани некиплячої води і перегрітої пари задаються двома параметрами. По заданому тиску і температурі з таблиць води і перегрітої пари знаходять значення v , h , s .

T, s -діаграма водяної пари. Для дослідження різних процесів з водяною парою, крім таблиць, використовується T, s - діаграма (рис.1.20). Вона будується шляхом перенесення числових даних таблиць водяної пари в T, s -координати.

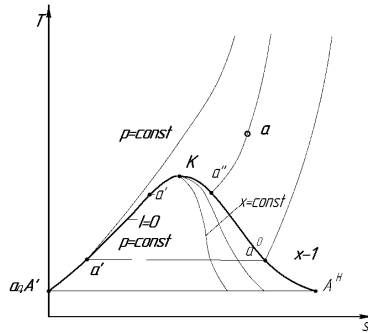


Рис.1.20. T,s -діаграма водяної пари

Стан води в потрійній точці ($s_0 = 0$; $T_0 = 273,15\text{K}$) зображується в діаграмі точкою A' . Відкладаючи на діаграмі для різних температур значення s' та s'' , отримуємо нижню і верхню прикордонні криві. Ліворуч від нижньої прикордонної кривої розташовується область рідини, між граничними кривими – двофазна область вологої насиченої пари, праворуч і вгору від верхньої прикордонної кривої – область перегрітої пари.

На діаграму наносять ізобари, ізохори і лінії постійного ступеня сухості, для чого кожному ізобару $a'a''$ ділять на однакове число частин і з'єднують відповідні точки лініями $x = const$. Область діаграми, розташована нижче за нульову ізотерму, відповідає різним станам суміші пар + лід.

На T,s -діаграмі площа під кривою процесу еквівалентна кількості теплоти, підведеної або відведеної від робочого тіла. Робота будь-якого оборотного циклу зображується площею циклу, тому за допомогою діаграми можна визначити термічний ККД циклу. При теоретичних дослідженнях термодинамічних процесів і циклів T,s -діаграма застосовується досить широко.

h,s -діаграма водяної пари. Якщо за незалежні параметри, що визначають стан робочого тіла, прийняти ентропію s і ентальпію h , то кожен стан можна зобразити точкою на h,s -діаграмі.

На рис.1.21 зображена h,s -діаграма для водяної пари, яка будується шляхом перенесення числових даних таблиць водяної пари в h,s - координати.

Початком координат вважаємо стан води в потрійній точці ($s_0 = 0$; $h_0 = 0$). Відкладаючи на діаграмі для різних станів значення s' та h' для води за температури кипіння, а також s'' та h'' для сухої насиченої пари, отримуємо нижню і верхню граничні криві.

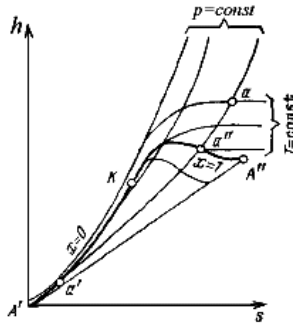


Рис. 1.21. h,s -діаграма водяної пари

Ізобари в двофазній області вологої пари є пучком прямих, що розходяться. Дійсно, в процесі $p = const$,

$$ds = \delta q_p / T = dh / T, \text{ або } (dh / ds)_p = T,$$

тобто тангенс кута нахилу ізобари в h,s -координатах чисельно дорівнює абсолютній температурі даного стану. Оскільки в області насичення ізобара збігається з ізотермою, то тангенс кута нахилу постійний і ізобари є прямою. Чим вище тиск насичення, тим вище температура, тим більше тангенс кута нахилу ізобари, тому в області насичення прями $p = const$ розходяться. Чим більше тиск, тим вище лежить ізобара. Крайня ізобара критичного тиску йде найкрутіше. Звідси випливає, що критична точка K лежить не на вершині, як це було в p,v та T,s -діаграмах, а на лівому схилі граничної кривої. В області перегріву температура пари (за постійного тиску) зростає, а крутизна ізобари збільшується. Тому ізобари перегрітої пари близько до логарифмічних кривих.

Аналогічний характер ізобари мають і в області води, але вони йдуть так близько від граничної кривої, що практично зливаються з нею.

За низького тиску і відносно високих температур перегріта пара своїми властивостями близька до ідеального газу. Оскільки в ізотермічному процесі ентальпія ідеального газу не змінюється, то ізотерми сильно перегрітої пари йдуть горизонтально. Наближенням до області насичення, тобто до верхньої граничної кривої, властивості перегрітої пари значно відхиляються від властивостей ідеального газу, а ізотерми скривлюються.

У h,s -діаграмі водяної пари нанесені також лінії $v = const$, що йдуть крутіше за ізобари.

Зазвичай всю діаграму не зображують, а будують тільки її верхню частину, найбільш зручну в практиці розрахунків. Це дає можливість подати діаграму в крупнішому масштабі.

Для будь-якої точки на діаграмі можна знайти p, v, t, h, s, x . Велика перевага діаграми полягає в тому, що кількість теплоти (при $p = const$) зображується відрізком, а не площею, як у T,s -діаграмі, тому h,s -діаграма виключно широко використовується при проведенні теплових розрахунків.

Основні термодинамічні процеси водяної пари. Для аналізу роботи паросилових установок важливе значення мають *ізохорний, ізобарний, ізотермічний та адіабатний процеси*. Розрахунок цих процесів можна виконати або за допомогою таблиць води і водяної пари, або за допомогою h,s -діаграми. Перший спосіб точніший, але другий - простіший і наочніший.

Загальний метод розрахунку по h,s -діаграмі полягає в наступному: по відомих параметрах наносять початковий стан робочого тіла; потім проводять лінію процесу і визначають його параметри в кінцевому стані; далі обчислюють зміну внутрішньої енергії, визначають кількість теплоти і роботи в заданому процесі.

Ізохорний процес. На (рис.1.22) видно, що нагріванням за постійного об'єму вологу пару можна перевести в суху, насичену і перегіту. Охолодженням пару конденсують, але не до кінця, оскільки при будь-якому низькому тиску над рідиною завжди виявляється деяка кількість насиченої пари. Це означає, що ізохора не перетинає нижню граничну криву.

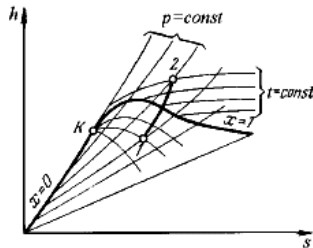


Рис.1.22. Ізохорний процес водяної пари

Зміна внутрішньої енергії водяної пари при $v = const$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1). \quad (1.115)$$

Запропонована формула справедлива і для решти термодинамічних процесів.

В ізохорному процесі зовнішня робота $l = 0$, тому підведена теплота витрачається (відповідно до першого закону термодинаміки) на збільшення внутрішньої енергії:

$$q = u_2 - u_1. \quad (1.116)$$

Ізобарний процес (рис.1.23). При підведенні теплоти до вологої насиченої пари її ступінь сухості підвищується і вона (при постійній температурі) переходить у суху, а за подальшого підведення теплоти – в перегріту пару (температура пари при цьому зростає). При відведенні теплоти волога пара конденсується при $Ts = const$.

Теплота, що бере участь у процесі, дорівнює різниці ентальпій:

$$q = h_2 - h_1. \tag{1.117}$$

Роботу процесу обчислюють за формулою

$$l = p(v_2 - v_1). \tag{1.118}$$

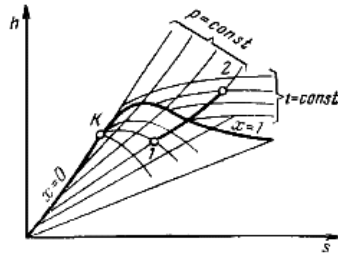


Рис.1.23. Ізобарний процес водяної пари

Ізотермічний процес (рис.1.24). Внутрішня енергія водяної пари в процесі $T = const$ не залишається постійною (як в ідеального газу), оскільки змінюється її потенційна складова. Величину знаходять за формулою (1.115).

Кількість теплоти, що бере участь в ізотермічному процесі, розраховують за формулою:

$$q = T(s_2 - s_1). \tag{1.119}$$

Використовуючи перший закон термодинаміки, обчислюють зовнішню роботу

$$l = q - \Delta u. \tag{1.120}$$

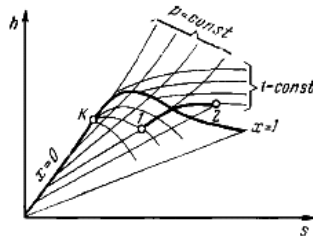


Рис.1.24. Ізотермічний процес водяної пари

Адіабатний процес (рис.1.25). За адіабатного розширення тиск і температуру пари знижують, і перегріта пара стає спочатку сухою, а потім вологою. Роботу адіабатного процесу визначають у такий спосіб:

$$l = -\Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2) . \quad (1.121)$$

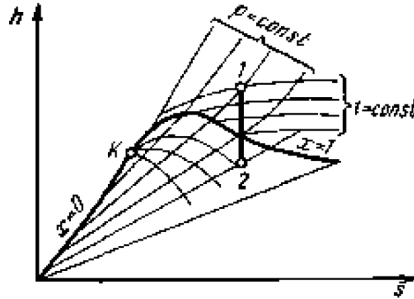


Рис.1.25. Адіабатний процес водяної пари

Зитання для самоконтролю

1. Яка функція називається ентропією?
2. Що зображує площа під кривою в T,s -діаграмі?
3. Сформулюйте другий закон термодинаміки.
4. Що називається термічним ККД?
5. Незворотний цикл Карно, його термічний ККД.
6. Розкажіть про узагальнений (регенеративний) цикл Карно.
7. Зворотний цикл Карно, його холодильний коефіцієнт.
8. Аналітичний вираз другого закону термодинаміки в зворотних і незворотних процесах.
9. Дати визначення основних термодинамічних процесів.
10. Як графічно зображують в p,v - і T,s -діаграмах ізохора, ізобара, ізотерма і адіабата?
11. Напишіть рівняння основних процесів і формули співвідношень між параметрами P , V і T .
12. Як обчислюють роботу деформації для кожного процесу?
13. Як визначають кількість тепла, що бере участь у процесах? Доведіть, що в ізобарному процесі теплота дорівнює зміні ентальпії.
14. Який процес називається політропним і в яких межах змінюється показник політропи?

15. За якими рівняннями обчислюють зміну ентропії в основних термодинамічних процесах?

16. У яких теплоенергетичних установках водяна пара використовується як робоче тіло?

17. Яка пара називається вологою насиченою, сухою насиченою, перегрітою?

18. Що таке ступінь сухості і ступінь вологості, теплота паротворення?

19. Побудуйте p, v -діаграму водяної пари і визначте верхньої і нижньої граничної кривої, критичної точки, потрійної точки.

20. Як визначають параметри вологої насиченої пари?

21. Що являє собою T, s -діаграма водяної пари?

22. Як побудувати h, s -діаграму водяної пари?

23. Розкажіть про основні процеси водяної пари (ізохорний, ізобарний, ізотермічний, адіабатичний) в h, s -діаграмі.

1.5 Особливості першого закону термодинаміки для потоку

Під відкритими розуміються *термодинамічні системи, які, крім обміну теплотою і роботою з навколишнім середовищем, допускають і обмін масою*. У техніці широко використовуються процеси перетворення енергії в потоці, коли робоче тіло переміщується з області з одними параметрами (p_1, v_1) в область з іншими параметрами (p_2, v_2) . Це, наприклад, вентиляція приміщення, збільшення вологості повітря в сушарках, розширення пари в турбінах, стиск газів у компресорах (Строй А.Ф., 1983; Драганов Б.Х., 1995; Пономарчук І.А., Волошин О.Б., 2004; Корчемний М., 2001; Дідур В.А., Стручаєв М.І., 2008).

Тому спочатку будуть викладені лише одновимірні стаціонарні потоки, в яких параметри залежать тільки від однієї координати, що співпадає з напрямком вектора швидкості і не залежать від часу. Умова нерозривності течії в таких потоках полягає в подібності масової витрати робочого тіла в будь-якому перетині:

$$m^* = \rho c v = \text{const}, \quad (1.122)$$

де f – площа поперечного перетину каналу;

c – швидкість робочого тіла;

v – питомий об'єм.

Розглянемо термодинамічну систему, представлену схематично на рис. 1.26. По трубопроводу 1 робоче тіло з параметрами T_1, p_1, v_1 подається зі швидкістю c_1 в тепломеханічний агрегат 2 (двигун, турбіна, парогенератор, компресор, сушарка та ін.). Тут кожен кілограм робочого тіла отримує від зовнішнього джерела теплоту q і здійснює технічну роботу $l_{\text{обл}}$. Наприклад, привівши в рух ротор турбіни, через вихлопний патрубок 3 видаляється робоче тіло зі швидкістю c_2 , маючи параметри T_2, p_2, v_2 .

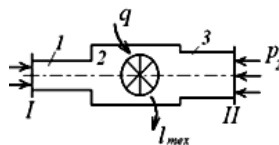


Рис. 1.26. Відкрита термодинамічна система

Якщо в потоці умовно виділити замкнений об'єм робочого тіла і спостерігати за зміною його параметрів у процесі переміщення, то для опису його поведінки будуть придатні всі отримані вище термодинамічні співвідношення і, зокрема, перший закон термодинаміки в звичайному запису:

$$q = \Delta u + l.$$

Виділимо об'єм робочого тіла, що міститься між площинами I та II, замінивши дію відкинутих частин потоку відповідними силами.

Внутрішня енергія є функцією стану робочого тіла, тому значення u_1 встановлюється параметрами робочого тіла при вході, а значення u_2 – параметрами робочого тіла при виході з агрегату.

Робота розширення l здійснюється робочим тілом на поверхнях, що обмежують виділений рухомий об'єм, тобто на стінках агрегату і межах, що виділяють цей об'єм у потоці. Частина стінок агрегату нерухома, і робота розширення на них дорівнює нулю. Інша частина стінок спеціально робиться рухомою (робочі лопатки в турбіні, компресорі та поршень у поршневій машині), і робоче тіло, діючи на них, виконує технічну роботу l_{TEX} . При вході робоче тіло заштовхується в агрегат. Для цього потрібно подолати тиск p_1 . Оскільки $p_1 = const$, кожен кілограм робочого тіла може зайняти об'єм v_1 лише при витраті роботи, що становить

$$l_{BT} = -p_1 v_1.$$

Для того, щоб увійти в трубопровід 3, робоче тіло повинне виштовхнути з нього таку ж кількість робочого тіла, що раніше знаходилося в ньому, подолавши тиск p_2 , тобто кожен кілограм, займаючи об'єм v_2 , повинен провести певну роботу виштовхування $l_{ВИШТ} = p_2 v_2$.

Сума $l_B = p_2 v_2 - p_1 v_1$ називається *роботою витіснення*.

Якщо швидкість c_2 на виході більша, ніж c_1 на вході, то частина роботи розширення буде витрачена на збільшення кінетичної енергії робочого тіла в потоці:

$$c_2^2 / 2 - c_1^2 / 2.$$

Нарешті, в нерівноважному процесі деяка робота l_{TP} може бути витрачена на подолання сил тертя. Остаточо

$$l = l_{TEX} + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (c_2^2 / 2 - c_1^2 / 2) + l_{TP}. \quad (1.123)$$

Якщо швидкості перебігу робочого тіла до і після агрегату однакові або досить малі, то $c_2^2 - c_1^2 = 0$, і тоді

$$l_{TEX} + l_{TP} = l + p_1 v_1 - p_2 v_2.$$

Припустимо, що лінія 12 в p, v -діаграмі (рис.1.27) зображує процес розширення робочого тіла в агрегаті. Тоді площа $a12b$ є роботою розширення, площа $0C1a$ – роботою заштовхування, а площа $0d2b$ – роботою виштовхування. Заштрихована площа в ідеальному процесі без тертя зображує технічну роботу.

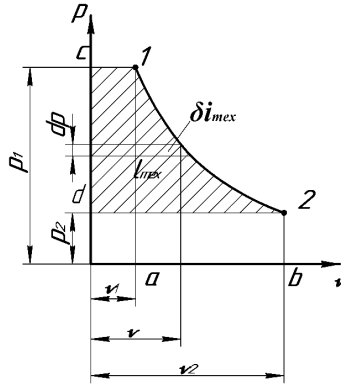


Рис. 1.27. Зображення технічної роботи в p, v - координатах

Теплота, підведена кожному кілограму робочого тіла під час проходження його через агрегат, складається з теплоти, підведеної ззовні, і теплоти, в яку переходить робота тертя всередині агрегату:

$$q = q_{зОВНІ} + q_{ТР}.$$

Поставивши здобуте значення q та l у рівняння першого закону термодинаміки, отримуємо, що

$$q_{зОВНІ} + q_{ТР} = u_2 - u_1 + l_{ТЕХ} + p_2 v_2 - p_1 v_1 + c_2^2 / 2 - c_1^2 / 2 + l_{ТР}.$$

Оскільки теплота тертя дорівнює роботі тертя ($q_{ТР} = l_{ТР}$), а $u + pv = h$, то остаточно запишемо, що

$$q_{зОВНІ} = h_2 - h_1 + l_{ТЕХ} + (c_2^2 - c_1^2) / 2. \quad (1.124)$$

Це і є вираз першого закону термодинаміки для потоку, який можна сформулювати так: теплота, підведена до потоку робочого тіла ззовні, витрачається на збільшення ентальпії робочого тіла, виробництво технічної роботи і збільшення кінетичної енергії потоку.

У диференціальній формі рівняння (1.124) запишемо у вигляді

$$\delta q_{зОВНІ} = dh + \delta l_{ТЕХ} + d(c^2 / 2). \quad (1.125)$$

Воно властиве як для рівноважних процесів, так і для течій, що супроводжуються тертям.

Застосуємо перший закон термодинаміки до різних типів тепломеханічного обладнання.

Теплообмінний апарат (пристрій, в якому теплота від рідкого або газоподібного середовища передається іншому середовищу). Для нього $l_{TEX} = 0$, а $(c_2^2 - c_1^2) \ll q_{ЗОВНИ}$, тому

$$q_{ЗОВНИ} = h_2 - h_1. \quad (1.126)$$

Тепловий двигун. Зазвичай $c_2^2 - c_1^2 \ll l_{TEX}$, а $q_{ЗОВНИ} = 0$, тому робоче тіло проводить технічну роботу за рахунок зменшення ентальпії:

$$l_{TEX} = h_1 - h_2. \quad (1.127)$$

Інтегруючи рівняння (1.68) від p_1 до p_2 і від h_1 до h_2 для випадку, коли $q_{ЗОВНИ} = 0$, отримуємо:

$$-\int_{p_1}^{p_2} v dp = h_1 - h_2. \quad (1.128)$$

Порівнюючи вирази (1.127) і (1.128), доходимо висновку, що

$$l_{TEX} = \int_{p_1}^{p_2} v dp; \quad \delta l_{TEX} = v dp. \quad (1.129)$$

Отримані рівняння відповідають зображенню технічної роботи - рис.1.27.

Компресор. Якщо процес стиску газу в компресорі відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем ($q_{ЗОВНИ} = 0$) та $c_1 = c_2$, що завжди можна забезпечити належним підбором перерізів усмоктуючого і нагнітального повітропроводів, то

$$l_{TEX} = h_1 - h_2. \quad (1.130)$$

На відміну від попереднього випадку тут $h_1 < h_2$, тобто технічна робота в адіабатному компресорі витрачається на збільшення ентальпії газу.

Сопла і дифузори (спеціально спрофільовані канали, призначені для прискорення або гальмування потоку). Технічна робота в них не здійснюється, тому рівняння (1.125) приводять до вигляду

$$\delta q_{TEX} = dh + d(c^2 / 2).$$

З іншого боку, до об'єму робочого тіла, рухомого в потоці, може бути застосований вираз першого закону термодинаміки для закритої системи, тобто

$$\delta q_{ЗОВНИ} = dh - v dp.$$

Прирівнявши праві частини двох останніх рівнянь, отримуємо:

$$cdc = -v dp. \quad (1.131)$$

Із рівняння (1.131) випливає, що dc і dp завжди мають протилежні знаки. Отже, підвищення швидкості течії в каналі ($dc > 0$) можливо лише в разі зниження тиску в ньому ($dp < 0$). Навпаки, гальмування потоку ($dc < 0$) супроводжується підвищенням тиску ($dp > 0$).

Канали, в яких відбувається розгін газу, називаються *соплами*, а канали, призначені для гальмування потоку - *дифузорами*.

Оскільки довжина сопла і дифузора невелика, а швидкість перебігу середовища в них досить висока, то теплообмін між стінками каналу і середовищем за замалого часу їхнього проходження настільки незначний, що в більшості випадків ним можна нехтувати і вважати процес витікання адіабатним ($q_{зовн} = 0$). При цьому рівняння (1.124) набуває вигляду:

$$(c_2^2 - c_1^2) / 2 = h_1 - h_2. \quad (1.132)$$

Отже, прискорення адіабатного потоку відбувається за рахунок зменшення ентальпії, а гальмування потоку спричинюється збільшенням ентальпії.

Витікання зі сопла, що звужується. Сопло Лавала. Розглянемо процес рівноважного (без тертя) адіабатного витікання газу через сопло з резервуару, в якому газ має параметри p_1, v_1, T_1 . Швидкість газу на вході в сопло позначимо через c_1 , та вважатимемо, що тиск газу на виході зі сопла p_2 дорівнює тиску середовища, в яке витікає газ.

Розрахунок сопла полягає у визначенні швидкості та витрати газу на виході, знаходженні площі поперечного перерізу і правильного вибору його форми (Драганов Б.Х., Бесараб О.С., Долинський А.А., 2005)

Швидкість витікання - відповідно до рівняння (1.132)

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (1.133)$$

Виберемо досить велику площу вхідного перерізу сопла, тоді $c_1 = 0$ і

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2\Delta h_0}, \quad (1.134)$$

де $\Delta h_0 = h_1 - h_2 = u_1 - u_2 + (p_1 v_1 - p_2 v_2)$ - *вимушений адіабатний теплоперепад*.

Для ідеального газу зміна внутрішньої енергії в адіабатному процесі $u_1 - u_2 = l$ обчислюється за формулою (1.103), тому

$$\Delta h_0 = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.135)$$

Тоді

$$c_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right)}.$$

Відповідно до рівняння (1.119)

$$v_2 / v_1 = (p_1 / p_2)^{\frac{1}{k}}$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (1.136)$$

Масову витрату газу m^* через сопло звичайно (кг/с) знаходять із співвідношення

$$m^* = f c_2 / v_2, \quad (1.137)$$

де f – площа вихідного перерізу сопла.

Скориставшись виразами (1.136) і (1.137), отримуємо, що

$$m^* = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.138)$$

Із рівняння (1.138) випливає, що масова секундна витрата ідеального газу при витіканні з великого резервуара залежить від площі вихідного перерізу сопла, властивостей і початкових параметрів газу (k, p_1, v_1) та ступеня його розширення, тобто тиску p_2 газу на виході.

По рівнянню (1.138) побудована крива IKO (рис.1.28).

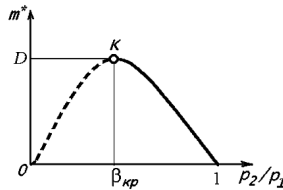


Рис.1.28. Залежність масової витрати газу через сопло від відношення p_2 / p_1

При $p_2 = p_1$ витрата, природно, дорівнює нулю. Із зменшенням тиску середовища p_2 витрата газу збільшується і досягає максимального значення при $p_2 / p_1 = \beta_{кр}$. За подальшого зменшення відношення p_2 / p_1 , значення розраховане за формулою 1.138, зменшується і при $p_2 / p_1 = 0$ стає рівним нулю.

Порівняння описаної залежності з експериментальними даними показало, що для $\beta_{кр} < p_2 / p_1 < 1$ результати повністю збігаються, а для $0 < p_2 / p_1 < \beta_{кр}$ вони розходяться – дійсна масова витрата на цій ділянці залишається постійною (пряма KD). Щоб з'ясувати цю розбіжність теорії з експериментом, А. Сен-Венан у 1839 р. запропонував гіпотезу: сопла, що звужується, неможливо отримати тиск газу нижче за деяке критичне значення $p_{кр}$, відповідне максимальній витраті газу через сопло. Як би ми не знижували тиск p_2 середовища, в яке відбувається витікання, тиск на виході зі сопла залишався би постійним і рівним $p_{кр}$.

Для пошуку максимуму функції

$$m^* = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = f(\beta)$$

при $p_1 = const$, відповідного значення $\beta_{кр}$, візьмемо першу похідну від виразу в квадратних дужках і прирівняємо її нулю:

$$\frac{d}{dp_2} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = \frac{2}{k} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}-1} - \frac{k+1}{k} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0.$$

Звідки

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.139)$$

тобто відношення критичного тиску на виході $p_2 = p_{кр}$ до тиску перед соплом p_1 є величина постійна, залежна тільки від показника адіабати, тобто від природи робочого тіла.

Для одноатомного газу $k=1,66$ і $\beta_{кр}=0,49$. Для двоатомного газу $k=1,4$ і $\beta_{кр}=0,528$. Для трьохатомного газу і перегрітої водяної пари $k=1,3$ і $\beta_{кр}=0,546$. Таким чином, зміна $\beta_{кр}$ невелика, тому для розрахунків можна прийняти $\beta_{кр} \approx 0,5$.

Критичну швидкість встановлюють в меншому перетині сопла при витіканні в навколишнє середовище з тиском, рівним або нижче критичного. Її можна визначити з рівняння (1.136), підставивши в нього замість відношення p_2/p_1 значення $\beta_{кр}$,

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1}. \quad (1.140)$$

Величина критичної швидкості визначається фізичними властивостями і початковими параметрами газу.

З рівняння адіабати випливає, що

$$v_1 = v_{кр} \left(\frac{p_{кр}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}};$$

замінюючи тут відношення $(p_{кр}/p_1)$ відповідно до рівняння (1.139), отримуємо:

$$v_1 = v_{кр} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Підставляючи звідси значення v_1 , а з рівняння (1.139) – значення p_1 у формулу (1.140), отримаємо:

$$c_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}}.$$

Із курсу фізики відомо, що $\sqrt{k p_{кр} v_{кр}} = a$ є швидкість розповсюдження звуку в середовищі з параметрами $p = p_{кр}$ та $v = v_{кр}$.

Таким чином, критична швидкість газу при витіканні дорівнює місцевій швидкості звуку у вихідному перетині сопла.

Максимальну секундну витрату газу при критичному значенні $\beta_{кр}$ можна визначити з рівняння (1.138), якщо в нього підставити

$$\beta_{кр} = [2 / (k + 1)]^{\frac{1}{k-1}}.$$

Тоді

$$m_{кр}^* = f_{\min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}. \quad (1.141)$$

Максимальна секундна витрата визначається станом газу на вході в сопло, розміром вихідного перерізу сопла f_{\min} і показником адіабати газу, тобто його природою.

Сопло Лаваля. Щоб отримати за соплом надзвукову швидкість, потрібно мати за ним тиск, менше критичного. У такому випадку сопло необхідно скласти з двох частин: 1 – звужується $c < a$, 2 – розширюється, де $c > a$. Таке комбіноване сопло вперше було застосоване шведським інженером К.Г. Лавалем у 80-х роках минулого сторіччя для отримання надзвукових швидкостей пари (рис.1.29). Зараз сопла Лаваля застосовують у реактивних двигунах літаків і ракет.

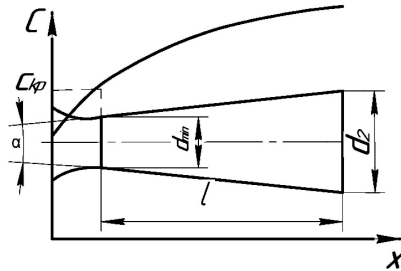


Рис.1.29. Сопло Лаваля

При витіканні газу зі сопла в простір з тиском, меншим критичного, в найвужчому перерізі сопла встановлюється критичний тиск і швидкість. У насадці, що розширюється, відбувається подальше збільшення швидкості і відповідно падіння тиску газу, що знижується до тиску зовнішнього середовища.

Вважатимемо заданими параметри газу на вході в сопло $P_1, v_1, T_1, c_1 = 0$, тиск середовища, в яке витікає газ P_2, α – кут конусності сопла Лаваля і масова витрата через сопло m^* .

Розрахунок сопла Лаваля зводиться до визначення площі мінімального перерізу f_{\min} , площі вихідного перетину f_2 і довжини частини, що розходиться l . Довжина частини, що звужується, вибирається з конструктивних міркувань (габарити, мінімальні втрати і т. ін.).

З рівняння масової витрати отримаємо

$$m_{sp}^* = \frac{f_{\min} c_{sp}}{v_{sp}} = \frac{f_2 c_2}{v_2} = m^*$$

визначимо f_{\min} і f_2 .

Знаючи f_{\min} і f_2 , можна знайти d_{\min} і d_2 , а далі довжину частини сопла, що розходиться;

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \alpha / 2}. \quad (1.142)$$

Кут конусності сопла Лаваля α вибирається в межах від 8° до 12° . За більших кутах конусності можливий відрив потоку від стінок сопла; при цьому різко зростають втрати на вихроутворення. При менших кутах зростають довжина сопла, а отже, і втрати на тертя.

Розрахунок процесу витікання за допомогою h, s -діаграми. Витікання без тертя. Оскільки водяна пара не є ідеальним газом, розрахунок його витікання краще виконувати не за аналітичними формулами, а з допомогою h, s -діаграми водяної пари.

Хай пара з початковими параметрами p_1, t_1 витікає в середовище з тиском p_2 . Якщо втратами енергії на тертя при русі водяної пари по каналу і тепловіддачею до стінок сопла ми нехтуємо, то процес витікання відбувається за постійної ентропії і зображується на h, s -діаграмі вертикальною прямою $l2$ (рис.1.30).

Швидкість витікання розраховують за формулою (1.134)

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{\Delta h_0},$$

де h_1 – визначають на перетині лінією p_1 і t_1 , а h_2 – знаходять на перетині лінії $l2$ з ізобарою p_2 .

Якщо h_1 і h_2 підставляти в цю формулу, як на h, s -діаграмі (кДж/кг), а швидкість витікання отримувати в метрах на секунду, то

$$c = 44,7 \sqrt{h_1 - h_2}. \quad (1.143)$$

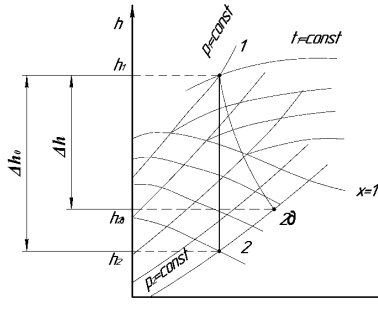


Рис.1.30. Процеси зворотного і незворотного розширення пари в соплі

Для визначення критичної швидкості (критичного тиску) по h, s - діаграмі скористаємося методом послідовних наближень.

Припустимо в першому наближенні значення $k = 1,3$; із співвідношення (1.139) знайдемо $p_{кр}$. Потім по відомих $p_{кр}$ і $s_{кр} = s_1$ визначимо питомий об'єм $v_{кр}$ по h, s -діаграмі. Далі зі співвідношення для адіабатного процесу

$$k = \frac{\lg(p_1 / p_{кр})}{\lg(v_{кр} / v_1)},$$

знайдемо нове значення k (друге наближення), по якому знову обчислимо $p_{кр}$, і так далі. Обчислення закінчуємо, коли значення $p_{кр}$, за яким визначається k , співпадає з його значенням, обчисленим за формулою (1.139).

Якщо задане значення p_2 виявляється більше $p_{кр}$, ставлять просте сопло, що звужується, якщо менше – сопло Лаваля.

Дійсний процес витікання. У реальних умовах унаслідок тертя потоку об стінки каналу і внутрішнього тертя між цівками потоку процес витікання виявляється незворотним, тобто при перебігу газу виділяється теплота тертя і тому ентропія робочого тіла зростає.

На рис.1.30 незворотний процес адіабатного розширення пари зображений умовно штриховою лінією 12δ . При тому ж перепаді тиску $p_1 - p_2$ різниця ентальпій $h_1 - h_2 = \Delta h$, що спрацьовує, виходить менше, ніж Δh_0 , внаслідок чого знижується і швидкість витікання $c_{2\delta}$,

$$c_{2\delta} = 44,7 \varphi_c \sqrt{\Delta h_0}. \quad (1.144)$$

Коефіцієнт φ_c називається швидкісним коефіцієнтом сопла. Сучасна техніка дає можливість створювати добре спрофільовані й оброблені сопла, в яких $\varphi_c = 0,95 - 0,98$.

Дроселювання газів і пари. Якщо на шляху руху газу або пари є різке місцеве звуження, наприклад, прикритий вентиль, засувка, клапан і т. ін., то, як

показує досвід, тиск за звуженням завжди менше тиску перед ним. Пониження тиску робочого тіла при проходженні через звуження називається дроселюванням. Ефект дроселювання, тобто різниця тиску до і після звуження, за інших рівних умов тим більше, чим менше відносна площа звуження.

У процесі дроселювання під час проходження через звуження тиск падає і в найвужчому місці потоку (рис.1.31) досягає мінімального значення. Падіння тиску супроводжується зростанням швидкості, яка в цьому вузькому місці досягає найбільшого значення. При подальшій течії відбувається поступове зростання тиску до деякого значення P_2 за рахунок часткового переходу кінетичної енергії струму тіла в енергію тиску. Проте тиск не відновлюється до початкового значення P_1 , оскільки частина кінетичної енергії струму тіла витрачається на подолання тертя та завихрень і в тиск не переходить. Енергія, витрачена на подолання тертя і завихрень, у формі певної кількості тепла сприймається робочим тілом, унаслідок чого зростають його питомий об'єм і ентропія. Таким чином, дроселювання є незворотним процесом, а в разі відсутності теплообміну із зовнішнім середовищем – також і адіабатним процесом. Досвід і розрахунки показують, що приблизно можна врахувати рівність швидкостей у перетинах 1-1 і 2-2 ($c_1 \approx c_2$), тобто можна нехтувати зміною кінетичної енергії. Тоді, розглядаючи адіабатне дроселювання, з рівняння першого закону термодинаміки випливає, що $dh=0$, отже, $h=const$, тобто ентальпія робочого тіла після дроселювання дорівнює ентальпії до дроселювання ($h_2 = h_1$).

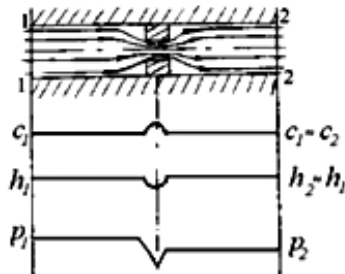


Рис.1.31. Зміна параметрів рідини при дроселюванні

Для ідеальних газів маємо, що

$$h_2 - h = c_p (t_2 - t_1).$$

Але при дроселюванні $h_2 - h_1 = 0$, отже, $t_2 = t_1$, тобто температури ідеального газу до і після дроселювання однакові.

При дроселюванні реальних газів і пари їхня температура може збільшуватися, залишатися незмінною і зменшуватися. Зміна температури при дроселюванні називається ефектом Джоуля Томсона. Процеси дроселювання більшості газів (за винятком водню і гелію) і пари йдуть з пониженням температури. Цей ефект дроселювання використовується на практиці для отримання низьких температур.

Термодинамічний аналіз процесів компресорів. Процеси стиску в ідеальному компресорі. *Компресором називається пристрій, призначений для стиску газів.*

Принцип дії поршневого компресора показано на (рис.1.32). При русі поршня зліва направо тиск у циліндрі стає менше тиску p_1 , і під дією різниці цього тиску відкривається всмоктуючий клапан. Циліндр заповнюється газом. Всмоктування зображується на індикаторній діаграмі лінією 41. При зворотному русі поршня всмоктуючий клапан закривається, і газ стискається по лінії 12. Тиск у циліндрі збільшується до тих пір, поки не стане більше p_2 . Під дією різниці цього тиску відкривається нагнітаючий клапан, і газ виштовхується поршнем у мережу (лінія 23). Потім нагнітаючий клапан закривається, і всі процеси повторюються. Індикаторну діаграму не слід змішувати з p, v - діаграмою, яка будується для постійної кількості речовини.

В індикаторній діаграмі лінії всмоктування 41 і нагнітання 23 не зображують термодинамічні процеси, оскільки стан робочого тіла в них залишається постійним – змінюється тільки його кількість.

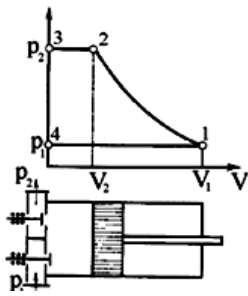


Рис.1.32. Індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора

На стиск і переміщення кілограма газу витрачається робота $(-l_{mex})$, яку проводить двигун, що обертає вал компресора. Позначимо її через $l_k (l_k = -l_{mex})$. З рівняння (1.129) випливає, що

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (1.145)$$

На індикаторній діаграмі l_e зображується площею 4321.

Технічна робота, що витрачається в компресорі, залежить від характеру процесу стиску. На рис.1.33. представлено ізотермічний ($n=1$), адіабатний ($n=k$) і політропний процеси стиску. Стиск по ізотермі дає найменшу площу, тобто відбувається з найменшою витратою роботи. Отже, застосування ізотермічного стиску в компресорі є енергетично найбільш вигідним.

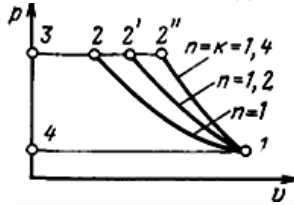


Рис.1.33. Порівняння роботи адіабатного, ізотермічного і політропного стисків

Щоб наблизити процес стиску до ізотермічного, необхідно відводити від стискуваного в компресорі газу теплоту. Це досягається шляхом охолодження зовнішньої поверхні циліндра водою, що подається в сорочку, яка утворюється порожнистими стінками циліндра. Проте практично стиск газу здійснюється по політропі з показником $n=1,18...1,2$, оскільки досягти значення $n=1$ не вдається.

Теоретична робота на привід ідеального компресора, всі процеси в якому є оборотними, обчислюється по співвідношенню (1.145). З рівняння політропи (1.105) випливає, що

$$v = (p_1 / p)^{1/n} v_1; \quad (1.146)$$

$$l_e = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1 dp = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Якщо позначити витрату газу в компресорі через m^* (кг/с), то теоретична потужність приводу компресора визначається з рівняння

$$N_0 = m^* \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.147)$$

Багатоступінчастий стиск. Для отримання газу високого тиску застосовують багатоступінчасті компресори (рис.1.34), в яких процес стиску здійснюється в декількох послідовно сполучених циліндрах з проміжним охолодженням газу після кожного стиску.

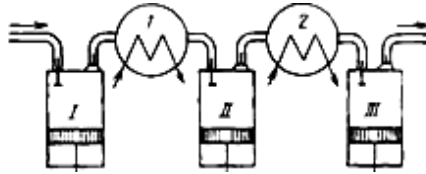


Рис.1.34. Схема багатоступінчастого компресора:

I - III – ступені стиску; 1, 2 – проміжні холодильники

Індикаторна діаграма триступінчастого компресора зображена на рис.1.35. У першому ступені компресора газ стискується по політропі до тиску p_{II} , потім він надходить у проміжний холодильник 1, де охолоджується до початкової температури T_1 . Опір холодильника по повітряному тракту з метою економії енергії, що витрачається на стиск, роблять невеликим. Це дозволяє вважати процес охолодження газу ізобарним. Після холодильника газ надходить до другого ступеня компресора і стискується по політропі до p_{III} , потім охолоджується до температури T_1 в холодильнику 2 і поступає в циліндр третього ступеня, де стискується до тиску p_2 .

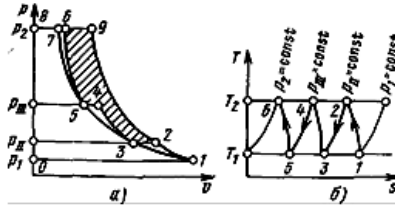


Рис.1.35. Індикаторна діаграма триступінчастого компресора (а) і зображення процесу стиску в T, s - діаграмі (б)

Якби процес стиску здійснювався по ізотермі 1357, то робота стиску була б мінімальна. При стиску в одноступінчастому компресорі по лінії 19 величина роботи визначалася б площею 0198. Робота триступінчастого компресора визначається площею 01234568. Заштрихована площа показує вигравш у технічній роботі від застосування триступінчастого стиску.

Чим більше число ступенів стиску і проміжних охолоджувачів, тим ближче процес до найбільш економічного – ізотермічного, але тим складніше і дорожче конструкція компресора. Тому питання про вибір числа ступенів, що забезпечують необхідну величину, вирішується на підставі технічних і техніко-економічних міркувань.

Процеси стиску в реальному компресорі характеризуються наявністю внутрішніх втрат на тертя; тому робота, що витрачається на стиск газу, виявляється більше, ніж технічна робота ідеального компресора, визначена рівнянням (1.146).

Ефективність роботи реального компресора визначається *відносним внутрішнім ККД*, що є відношенням роботи, витраченої на привід ідеального компресора, до дійсної.

Для характеристики компресорів, що працюють без охолодження, застосовують адіабатний ККД:

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}}{l_k},$$

де l_{ad} – робота за рівноважного адіабатного стиску, обчислена по рівнянню (1.146) при $n=k$;

l_k – робота, витрачена в реальному компресорі при стиску 1 кг газу.

Для характеристики охолоджуваних компресорів використовують ізотермічний ККД:

$$\eta_{iz} = \frac{l_{iz}}{l_k},$$

де l_{iz} – робота зворотного стиску в ізотермічному процесі.

Запитання для самоконтролю знань

1. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки для потоку.
2. Які канали називаються соплами, дифузорами?
3. Розкажіть про швидкість витікання ідеального газу в адіабатному процесі.
4. Розкажіть, як обчислити масову витрату ідеального газу, його залежність від відношення P_2/P_1 .
5. Що відомо про критичне відношення тиску і його визначення.
6. Охарактеризуйте зв'язок швидкості звука і критичної швидкості витікання.
7. Як визначається максимальна секундна витрата ідеального газу?
8. Опишіть комбіноване сопло Лавалю. В який спосіб визначається його довжина?
9. Як розрахувати швидкість витікання водяної пари за допомогою h,s – діаграми?
10. Що таке дроселювання і як змінюються при цьому параметри стиску рідини (газу або пари)?
11. Який пристрій називається компресором?

12. Опишіть особливості індикаторної діаграми ідеального одноступінчастого поршневого компресора.

13. Які процеси передбачаються при стиску газу в компресорі? Який з них найвигідніший?

14. Як визначається робота і теоретична потужність приводу компресора?

15. Що являє собою багатоступінчастий компресор?

16. З якою метою застосовують багатоступінчасті компресори? Їхні переваги порівняно з одноступінчастими.

1.6 Вологе повітря. Id -діаграма для вологого повітря та її побудова

Атмосферне повітря, що складається з кисню, азоту, вуглекислого газу і невеликої кількості інертних газів (аргон, неон, гелій, ксенон і криптон), завжди містить деяку кількість водяної пари.

Механічна суміш сухого повітря з водяною парою називається *вологим повітрям*, або повітряно-паровою сумішшю. До вологого повітря з достатньою для технічних розрахунків точністю може бути віднесено все, що стосується сумішей ідеальних газів (1.4), оскільки водяна пара знаходиться в повітрі переважно в перегрітому стані за незначного парціального тиску і тому наближена властивостями до ідеальних газів. Водночас підкреслимо, що вологе повітря потрібно розглядати як різновид газової суміші. Це пояснюється тим, що при атмосферному тиску в інтервалі температур, обмеженому знизу температурою зазвичай не нижче 50 °С, сухе повітря може бути тільки в газоподібному стані, тоді як вода зустрічається у вигляді пари, рідини або твердої фази залежно від температури суміші і може випадати зі суміші. Тому кількість водяної пари в суміші зі сухим повітрям не може перевищувати певної величини – в цьому і полягає принципова відмінність вологого повітря від звичайних газових сумішей.

З вологим повітрям доводиться мати справу при розрахунках вентиляції, процесів горіння палива, систем для кондиціонування повітря і особливо при розрахунку процесів, що протікають у сушильних установках.

Особливо широке розповсюдження процес сушіння, як вид теплової обробки, отримав при підготовці до збереження зерна. Наприклад, при виготовленні борошна сушіння зерна потрібне для отримання компонентів з певною початковою вологістю. Сушіння зерна перед його помелом знижує витрату електроенергії на помел і запобігає замазуванню транспортуючих пристроїв. Сушіння палива перед спалюванням підвищує теплоту його згоряння і температуру горіння.

Швидкість процесу сушіння, або інтенсивність видалення вологи, не може бути доволі високою, але і не має бути дуже малою. У першому випадку

швидке випаровування вологи зі зерна призводить до його руйнування при сушінні і до зниження насінневих показників; у другому випадку необґрунтоване затягування процесу сушіння спричиняє зниження продуктивності підприємства і різке збільшення вартості продукції. Тому технологічні процеси сушіння повинні ґрунтуватися на наукових положеннях, що впливають з теорії сушки. Найбільшого поширення в практиці набули сушарки, як і теплоносій (сушильний агент) використовується нагріте повітря або суміш його з димовими газами, які в умовах безпосереднього зіткнення з висушуваним матеріалом поглинають вологу, що видаляється з нього.

Відповідно до закону Дальтона для газових сумішей загальний тиск вологого атмосферного повітря становить

$$B = p_e + p_n,$$

де B – барометричний тиск, p_n – відповідно парціальний тиск сухого повітря і водяної пари.

Максимальне значення p_n при даній температурі вологого повітря t є тиском насиченої водяної пари p_n . Якщо ця пара є сухою, то і вологе повітря, що містить її, називається *насиченим** вологим повітрям. При охолодженні цього повітря відбуватиметься конденсація водяної пари. Найбільший інтерес для технічного використання являє вологе повітря, в якому за даної температури міститься водяна пара в перегрітому стані. Таке вологе повітря називається *ненасиченим*, і оскільки в ньому знаходиться не максимально можлива для даної температури кількість водяної пари, то воно здатне до подальшого зволоження. Тому ненасичене вологе повітря використовують як сушильний агент у різного роду сушильних установках.

Для визначення стану пари, що міститься в повітрі, потрібно знати температуру і парціальний тиск цієї пари. Температура пари в повітрі збігається з температурою вологого повітря і визначається термометром. Для знаходження парціального тиску пари іноді користуються приладами – гігрометрами. За допомогою цих приладів визначають так звану точку роси, тобто температуру, до якої слід охолодити повітря за постійного тиску, щоб воно стало насиченим. Це буде тоді, коли пара, що знаходиться в цьому повітрі, також стане насиченою. Знаючи точку роси tp , можна визначити за таблицями водяної пари парціальний тиск пари в повітрі як тиск насичення (рис. 1.37), відповідний tp .

Існує багато конструкцій гігрометрів. Найбільш поширений гігрометр Аллюарда і Грове, в якому повітря охолоджується за рахунок випаровування ефіру, що знаходиться в судині з полірованою поверхнею. Поява роси на цій поверхні і свідчить про досягнення температури tp . Указаний спосіб визначення p_n є наближеним, оскільки складно точно відзначити момент появи роси.

Відносна вологість повітря разом з абсолютною є однією з основних характеристик вологого повітря. *Абсолютною вологістю повітря* називається кількість водяної пари, що знаходиться в 1 м^3 вологого повітря. Абсолютна вологість повітря дорівнює щільності пари при її парціальному тиску і температурі. Позначимо абсолютну вологість повітря ρ_n . Відношення абсолютної вологості ненасиченого повітря за даної температури до абсолютної вологості насиченого повітря за тієї самої температури називається *відносною вологістю* і позначається φ , тобто

$$\varphi = \rho_n / \rho_n. \quad (1.148)$$

Для насиченого повітря $\varphi = 1$, або 100 %, а для ненасиченого вологого повітря $\varphi < 1$.

Парціальний тиск пари в насиченому повітрі залежно від температури дорівнює – табл. Д9:

температура повітря, °С	– 20	0	20	40
ρ_n , кПа	0,128	0,611	2,340	7,385

Оскільки за атмосферного тиску парціальний тиск пари в насиченому повітрі малий, то, вважаючи таку водяну пару за ідеальний газ, згідно із законом Бойля - Маріотта відношення ρ_n / ρ_n можна замінити відношенням тиску p_n / p_n (ρ_n і ρ_n належать до пари однієї і тієї самої температури), тобто

$$\varphi = p_n / p_n. \quad (1.49)$$

При цьому похибка в розрахунках не перевищує 2 %. Для точних розрахунків використовують формулу (1.148).

Якщо температура повітря вище 100 °С, то для сушарок, що працюють зазвичай при атмосферному тиску, $p_n = B$ (барометричному тиску). За повного насичення у вологому повітрі відсутнє сухе повітря і весь даний об'єм заповнений паром. У цьому випадку за формулою (1.36) замість ρ_n потрібно приймати щільність перегрітої пари при барометричному тиску B і заданій температурі.

Відносна вологість повітря φ , а отже, і парціальний тиск пари $p_n = \varphi p_n$ достатньо точно можуть бути знайдені за допомогою психрометричної діаграми (рис.1.36), складеної на підставі показників приладу, так званого психрометра. Принцип дії цього приладу заснований на відкритті, зробленому ще в середині XVIII ст. російським академіком Ріхманом. Якщо ртутний резервуар

термометра обгорнути вологою тканиною (мокрый термометр), то, перебуваючи в ненасиченому повітрі, цей термометр покаже нижчу температуру, ніж звичайний (сухий) термометр. Це пояснюється тим, що при зіткненні ненасиченого повітря з поверхнею тонкої плівки води відбувається перенесення теплоти вологи до цієї плівки.

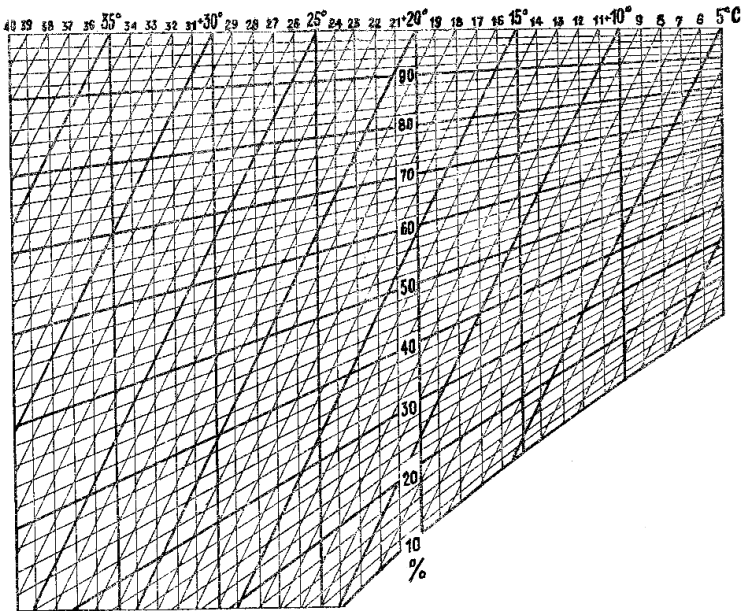


Рис.1.36. Психрометрична діаграма

Якщо температура ненасиченого повітря буде вища за температуру води, а температура води вища за температуру точки роси, то перенесення теплоти буде від повітря до поверхні води, а перенесення вологи – від поверхні води в повітря, оскільки парціальний тиск водяної пари на поверхні води буде більший, ніж у навколишньому середовищі. Внаслідок теплообміну, що відбувається, температура повітря знижуватиметься до температури насичення, а волога, що випарувалася, за рахунок теплоти повітря зволожуватиме це повітря, підвищуючи парціальний тиск його водяної пари до p_i . Характерно, що в цей момент ентальпія повітря майже не змінюється, оскільки віддана воді теплота повертається назад у повітря в прихованому вигляді разом з випарованою вологою. Такі процеси випаровування умовно прийнято називати адиабатичними.

На підставі викладеного можна зробити висновок: температура мокрого термометра – це така температура, яку приймає насичене вологе повітря в процесі випаровування води за умови збереження постійності ентальпії повітря.

Володіючи показниками сухого і мокрого термометрів, по психрометричних таблицях або діаграмах визначають відносну вологість повітря φ (рис.1.36).

Крім температури, тиску, абсолютної і відносної вологості, до характеристик вологого повітря належать щільність, молекулярна маса, газова постійна, питомий об'єм, вологовміст, теплоємність і ентальпія.

Щільність вологого повітря складається з мас, що містяться в 1 м^3 сухого повітря і водяної пари, тобто

$$\rho = \rho_e + \rho_n \cdot \frac{p_e}{R_e T} + \frac{\varphi}{v''}. \quad (1.150)$$

Молекулярну масу вологого повітря визначають на підставі формули (1.38), в якій об'ємну частку r_i знаходять по виразу (1.22). Якщо у формулу (1.19) підставити значення μ_e і μ_n , а значення r_e та r_n виразити через φ і P_n , отримаємо розрахункову формулу:

$$\mu = 28,95 - 10,934 \varphi \frac{P_n}{B}. \quad (1.151)$$

Значення p_n і v'' за температури повітря t беруться за таблицями для водяної пари; φ – за дані психрометра; а B – за барометром.

Отримана формула показує, що відносна молекулярна маса вологого повітря менша, ніж сухого повітря, тобто вологе повітря легше від сухого.

Вологовміст. Оскільки в процесі сушіння вологість повітря безперервно підвищується, а кількість сухого повітря в пароповітряній суміші залишається постійною, то про процес сушіння судять по тому, як змінюється кількість водяної пари в 1 кг сухого повітря, і всі показники пароповітряної суміші (теплоємність, вологовміст, ентальпія та ін.) відносять до 1 кг сухого повітря, що знаходиться у вологому повітрі. Наприклад: якщо на 1 кг сухого повітря припадає x кг водяної пари, то загальна маса суміші на 1 кг сухого повітря, що знаходиться у вологому повітрі, становить $(1 + x)$ кг.

Вологовміст вологого повітря є відношенням маси пари до маси сухого повітря, що міститься в пароповітряній суміші, тобто:

$$d = M_n \cdot M_e,$$

або

$$d = m_n / m_e, \quad (1.152)$$

де M_n, M_e – маса водяної пари і маса сухого повітря у вологому повітрі;

m_n , m_e – масові частки пари і сухого повітря у вологому повітрі.

Вологовміст можна визначити, користуючись рівнянням (1.19);

$$m_i = r_i \mu_i / \mu, \quad \text{тобто} \quad m_n = r_n \mu_n / \mu \quad \text{і} \quad m_e = r_e \mu_e / \mu.$$

Тоді згідно з рівнянням (1.152):

$$d = \frac{m_n}{m_e} = \frac{\mu_n r_n}{\mu_e r_e} = \frac{18,016}{28,95} \cdot \frac{p_n}{p_e},$$

або

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p_e} = 0,622 \frac{p_n}{B - p_n}$$

І остаточно отримаємо:

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_n}{B - \varphi p_n}. \quad (1.153)$$

Таким чином, вологовміст d за постійного барометричного тиску B повністю визначається парціальним тиском пари $p_n = \varphi p_n$ і не залежить від температури повітря. Максимально можливий вміст вологи в повітрі буде при $\varphi = 1$, тобто

$$d_{\text{макс}} = d_n - 0,622 \frac{p_n}{B - p_n}. \quad *(1.154)$$

Оскільки тиск насичення p_n зростає з підвищенням температури, то максимальна кількість вологи, яка може міститися в повітрі, залежить від його температури тим більше, чим вона вища. Відношення

$$\frac{d}{d_n} = \varphi \frac{B - p_n}{B - \varphi p_n} = \psi$$

називається *ступенем насичення вологого повітря*; при φ , близькому до 1, значення $\varphi^3 \psi$ приблизно однакові.

Якщо рівняння (1.153) і *(1.154) вирішити відносно p_n і p_n , то отримаємо:

$$p_n = Bd / (0,622 + d); \quad (1.155)$$

$$p_n = Bd_n / (0,622 + d_n). \quad *(1.156)$$

Тоді

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} = \frac{d(0,622 + d_n)}{d_n(0,622 + d)} = \psi \frac{0,622 + d_n}{0,622 + d}. \quad (1.157)$$

Газову постійну R вологого повітря можна визначити із співвідношення

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28,95 - 10,934 \varphi \frac{p_v}{B}} \quad (1.158)$$

Об'єм вологого повітря, що припадає на 1 кг сухого, знаходять з рівняння

$$V_{\text{в.г.}} = RT / B. \quad (1.159)$$

Питомий об'єм вологого повітря ($\text{м}^3/\text{кг}$) визначають, розділивши об'єм вологого повітря, що доводиться на 1 кг сухого повітря, на його масу, тобто $(1 + d)$ кг:

$$v = V_{\text{в.г.}} / (1 + d). \quad (1.160)$$

Питому масову теплоємність пароповітряної суміші, віднесену до 1 кг сухого повітря, підраховують по рівняють (1.64):

$$c_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i c_i. \text{ або } c_{\text{сум}} = c_g + d c_n. \quad (1.161)$$

Теплоємність сухого повітря за постійного тиску і невеликих інтервалів температур (до 100°C) для наближених розрахунків можна вважати постійною, що дорівнює $1,0048 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Для перегрітої пари середня ізобарна теплоємність при атмосферному тиску і невисоких ступенях перегріву може бути прийнята також постійною і рівною $1,96 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Ентальпія I вологого повітря є одним з основних його параметрів і широко використовується в розрахунках сушильних установок головним чином для визначення теплоти, що витрачається на випаровування вологи з підсушуваних матеріалів. Ентальпію вологого повітря відносять до 1 кг сухого повітря в пароповітряній суміші і визначають як суму ентальпій сухого повітря і водяної пари, тобто

$$I = i_g + d i_n. \quad (1.162)$$

При розрахунку ентальпії суміші початкова точка відліку ентальпій кожного з компонентів має бути однією і тією самою. Для розрахунків вологого повітря можна прийняти, що ентальпія води дорівнює нулю при 0°C , тоді і ентальпію сухого повітря також відлічуємо від 0°C , тобто $i_g = c_g t = 1,0048 t$.

Ентальпія водяної пари, що міститься у вологому повітрі в перегрітому стані, виражається рівністю

$$i_n = c_{p_{\text{води}}} t_n + r + c_{p_n} (t - t_n), \quad (1.163)$$

де $c_{p_{\text{води}}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

$c_{p_n} = 1,96 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

r – питома теплота пароутворення (від 0 до 100 °С з достатнім ступенем точності можна прийняти: $r = 2500 - 2,23t_t$); тоді

$$i_n = 4,19t_n + 2500 - 2,23t_n + 1,96t - 1,96t_n$$

або
$$i_n = 2500 + 1,96t.$$

Підставивши вирази для i_a і i_n у формулу (1.162), отримаємо, що

$$I = 1,0048t + (2500 + 1,96t)d. \quad (1.164)$$

***Id*-діаграма для вологого повітря та її побудова.** Визначати параметри вологого повітря, а також вирішувати низку практичних питань, пов'язаних зі сушінням різних матеріалів, зручно графічним шляхом за допомогою *Id*-діаграми, вперше запропонованої вченим Л. К. Рамзіним у 1918 р.

Діаграму будують для барометричного тиску 98 кПа. Вибраний тиск відповідає приблизно середньорічному барометричному тиску в центральних районах Європи. Практично діаграмою можна користуватися в усіх випадках розрахунку сушарок, оскільки при звичайних коливаннях атмосферного тиску значення I та d змінюються мало.

Принцип побудови *Id*-діаграми при використанні наведених формул показаний на рис.1.37. На осі абсцис діаграми відкладають вологовміст повітря d , а на осі ординат – ентальпію I . В області ненасиченого повітря відповідно до рівняння (1.162) ізотерми є прямими лініями, кутовий коефіцієнт яких виражається рівнянням і є для кожної ізотерми постійною величиною (при $i_n = 2500 + 1,96t$ кДж/кг)

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right) = 2500 + 1,96t. \quad (1.165)$$

Із зростанням температури нахил ізотерм, як випливає з рівняння (1.137), збільшується.

Задавшись для кожної температури двома значеннями вологовмісту $d_1 = 0$ а $d_2 = d$, обчисливши для них за рівнянням 1.165 значення ентальпії, отримаємо дві точки. З'єднання їх прямою дасть ізотерму $t = const$. Якщо ж визначити ентальпію при $d = d_n$ і з'єднати ці точки для всіх ізотерм, то отримаємо криву насичення $\varphi = 100\%$ для даного тиску B . При цьому виявляється, що найбільш волога область ненасиченого стану на діаграмі (рис.1.37) виходить дуже вузькою і витягнутою, що незручно для практичного користування.

Для зручності користування діаграмою прямокутну систему осей координат замінюють косокутною з кутом між осями абсцис і ординат 135°. При цьому ізотерма 0 °С у ненасиченій області розташовується майже горизонтально. Лінії $I = const$ будуть вже не горизонтальними прямими, а похилими,

тобто йтимуть паралельно осі абсцис. Що стосується масштабу для відліку вологовмісту d , то для зручності його зносять на горизонтальну пряму, яка проходить через початок координат.

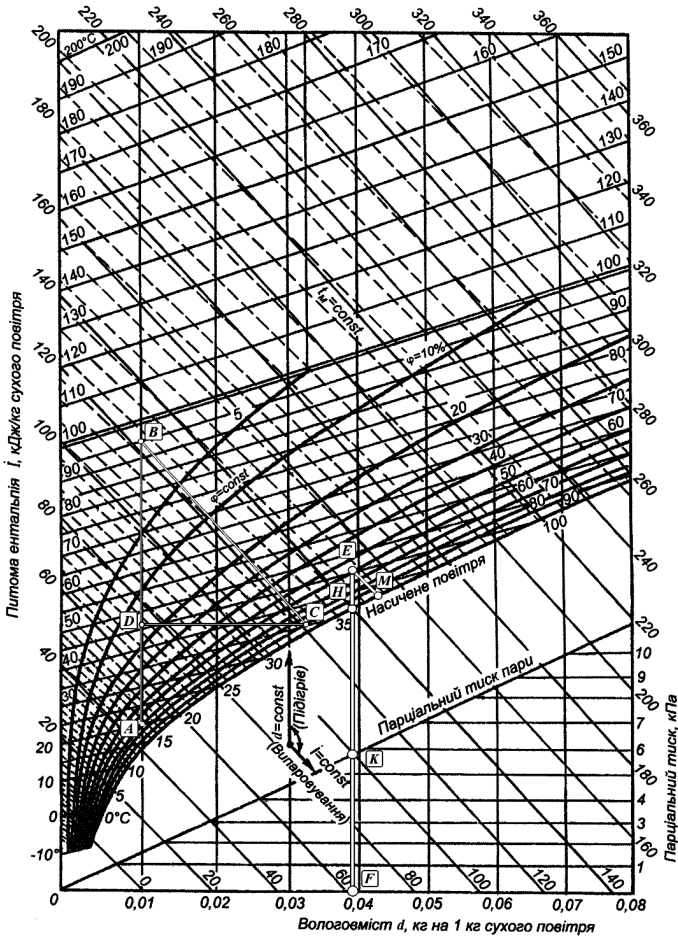


Рис.1.37. *Id*-діаграма для вологого повітря

На наступному етапі побудови діаграми наносять криву парціального тиску водяної пари. З цієї метою використовують рівняння (1.55)

$$p_n = Bd / (0,622 + d)$$

вирішуючи, яке для змінних значень d отримуємо. Наприклад, при $d = 0$ $p_n = 0$; при $d = d_1$ $p_n = p_{n1}$, при $d = d_2$ $p_n = p_{n2}$ і так далі. Задаючись певним масштабом для парціального тиску, в нижній частині діаграми в прямокутній системі осей координат по вказаних точках будують криву $p_n = f(d)$ (рис.1.37). Після цього на Id -діаграмі наносять лінії $\varphi = const (< 100 \%)$.

Наприклад, криву $\varphi = 50 \%$ будують у такий спосіб. Із таблиць для водяної пари знаходять тиск насиченої водяної пари для деяких температур (p_{n1} при t_1 ; p_{n2} при t_2 та ін.). Потім на кривій $p_n = f(d)$ відшуковують точки, які відповідають $0,5p_{n1}$, $0,5p_{n2}$, $0,5p_{n3}$ та ін. Із крапок (рис.1.37) проводять прямі, паралельні осі ординат, до пересічення з ізотермами t_1 , t_2 , t_3 та ін. Точки перетину сполучають і одержують лінію $\varphi = 50 \%$. Для нанесення інших значень лінії $\varphi = const$ необхідно знайти їм значення $p_n = \varphi p_n$ та повторити побудову.

Крива насичення $\varphi = 100 \%$ розділяє Id -діаграму на верхню область вологого ненасиченого повітря і нижню область перенасиченого повітря, в якому волога може перебувати в краплинному стані (область туману). Одночасно з цим лінія $\varphi = 100 \%$ показує максимально можливе насичення повітря вологою за даної температури. Використання наведених спрощених формул, оскільки водяна пара у вологому повітрі вважалася ідеальним газом, дає невеликі розбіжності (на 2–3 %) з результатами, отриманими з допомогою Id -діаграми, побудованої по точних формулах. На ній за температур 100 °С лінії $\varphi = const$ йдуть вертикально вгору по $d = const$, як це і впливає з формул (1.149) і (1.155). Дійсно

$$p_n = Bd / (0,622 + d), \quad \text{а} \quad \varphi = \frac{p_n}{p_n} \quad \text{або} \quad \varphi = \frac{Bd}{(0,622 + d) p_n} :$$

але оскільки при $t = 99,4$ °С парціальний тиск насиченої пари дорівнює атмосферному, тобто $p_n = B$, то

$$\varphi = d / (0,622 + d).$$

Отже, при $d = const$ і $\varphi = const$. Насправді за температур, що перевищують 100 °С, лінії $\varphi = const$ йдуть не вертикально, а мають невеликий нахил, оскільки щільність пари залежить не тільки від тиску, але і від температури.

На даній діаграмі нанесені також лінії $t_M = const$, що характеризують процеси випаровування вологи з урахуванням додаткової кількості теплоти, що вноситься водою, і має температуру більше 0 °С. Уже згадувалося, що в процесі випаровування вологи ентальпія повітря залишається постійною, оскільки теплота, що відбирається від повітря для підсушування матеріалів, повертається назад до нього разом з випареною вологою, тобто в рівнянні (1.162) зменшення першого доданка компенсуватиметься збільшенням другого доданка.

На Id -діаграмі цей процес проходить по лінії $I = \text{const}$ і носить умовну назву процесу адіабатного випаровування. Межею охолодження повітря є адіабатна температура мокрого термометра, яку знаходять на діаграмі як температуру точки на перетині лінії $I = \text{const}$ з кривою насичення $\varphi=100\%$. Оскільки в процес тепло- і масообміну вступає вода, температура якої вище 0°C , то вона вноситиме деяку додаткову кількість теплоти, і адіабатність процесу випаровування порушиться. В цьому випадку $t_m > t_m^{\text{ад}}$ і лінії процесів $t_m = \text{const}$, як видно з Id -діаграми, проходять пологіше, ніж лінії $I = \text{const}$, і дійсну температуру мокрого термометра знаходять як температуру точки на перетині лінії $t_m = \text{const}$ з кривою насичення $\varphi = 100\%$.

Ізотерми мокрого термометра будують на основі аналітичних залежностей між t_m , I та d . Співвідношення між I та d визначається рівнянням (1.163). Зв'язок між t_m і d встановлюється таким чином: кількість теплоти dQ , необхідної для випаровування нескінченно малої кількості вологи і підігріву її до температури повітря t , виражається рівнянням:

$$dQ = [r_m + c_n(t - t_m)]d(d),$$

де r_m – теплота пароутворення при температурі мокрого термометра;
 c_n – теплоємність водяної пари.

З іншого боку, це кількість теплоти dQ , що відбирається від $(1+d)$, кг, вологого повітря, змінює його температуру на dt , тобто

$$dQ = cdt = (c_e + c_n d)dt$$

$$\text{або } [r_m + c_n(t - t_m)]d(d) = (c_e + c_n d)dt.$$

Інтегрування отриманої рівності в межах від d до d_m і від t до t_m дає

$$r_m(d_m - d) + c_n(t - t_m)(d_m - d) = (c_e + c_n d)(t_m - t),$$

або

$$r_m(d_m - d) + (t - t_m)[c_n d_m - c_n d + c_e + c_n d] = 0.$$

Звідки

$$t_m = \frac{r_m(d_m - d)}{c_n d_m + c_e}. \quad (1.166)$$

Отримана рівність і є рівнянням, за яким будують лінії $t_m = \text{const}$. У цьому рівнянні d_m є вологовміст насиченого повітря при температурі мокрого термометра.

Для визначення параметрів вологого повітря по Id -діаграмі мають бути задані два з них, тоді по них легко знайти всі наступні.

При використанні *Id*-діаграми для вирішення завдань, пов'язаних із сушінням матеріалів, мають на увазі, що сушіння розділяється на два окремі процеси. Спочатку вологе атмосферне повітря за допомогою вентиляторів відбувається через калорифер, де парою або полум'ям підігрівається до температури 50–90 °С. Відносна вологість повітря при цьому знижується, а вологовміст, згідно з формулою (1.153), залишається незмінним. На *Id*-діаграмі цей процес зображено вертикальною прямою *AB*.

Різницю ординат $1B - 1A$ дає витрата теплоти в калорифері на підігрів 1 кг сухого повітря. Після калорифера гаряче вологе повітря переміщується в сушильну камеру, де за рахунок теплоти, що віддається повітрям, відбувається випаровування вологи з висушуваного матеріалу, і повітря зволожується, тобто його відносна вологість зростає. Другий процес здійснюється за постійної ентальпії повітря (якщо вважати ентальпію вологи рівною нулю) і в *Id*-діаграмі зображується відрізком прямої *BC*. Точка *C* виражає кінцевий стан повітря після сушіння. Різниця вологовмісту $dC - dD$, що дорівнює відрізку *CD* на діаграмі, дає кількість вологи, випареної в сушарці кожним кілограмом повітря.

Часто сушильним агентом є суміш продуктів згоряння палива (димові гази) і вологого повітря. В цьому випадку вологовмістом називається відношення суми кількості водяної пари, внесеної повітрям, що надходить на горіння палива, пари, яка утворилася в результаті згоряння воднеутримуючих компонентів палива, і випареної з палива вологи до маси сухих топкових газів. *Id*-діаграма дещо видозмінюється, головним чином через розташовані вище лінії $t = const$, обумовленого великими значеннями теплоємностей димових газів порівняно з повітрям. У практичних розрахунках цієї обставиною часто нехтують через малу різницю (частку відсотка) вказаних теплоємностей.

За допомогою *Id*-діаграми зручно аналізувати процеси, що відбуваються при змішуванні потоків вологого повітря. Хай у камеру змішувача поступають два потоки вологого повітря з масами M_1 і M_2 , відповідним вологовмістом d_1 та d_2 , температурами t_1 та t_2 і ентальпіями I_1 та I_2 . З камери змішувача виходить потік повітря з параметрами M_3, d_3, t_3 та I_3 , які потрібно визначити. Передбачається, що змішування відбувається при $p = const$ і без теплообміну зі зовнішнім середовищем.

З рівняння матеріального балансу маємо, що

$$M_1 + M_2 = M_3; M_1 d_1 + M_2 d_2 = M_3 d_3,$$

звідки

$$d_3 = M_1 d_1 + M_2 d_2 / M_3 = (M_1 d_1 + M_2 d_2) / (M_1 + M_2).$$

Якщо позначити $M_2 / M_1 = x$, то $d_3 = (d_1 + x d_2) / (1 + x)$, звідки

$$x = (d_3 - d_1) / (d_2 - d_3). \quad (1.167)$$

Із рівняння енергетичного балансу випливає:

$$M_1 I_1 + M_2 I_2 = M_3 I_3,$$

звідки
$$I_3 = M_1 I_1 + M_2 I_2 / M_3 = (M_1 I_1 + M_2 I_2) / (M_1 + M_2),$$

або
$$I_3 = (I_1 + x I_2) / (1 + x),$$

тобто

$$x = \frac{I_3 - I_1}{I_2 - I_3}. \quad (1.168)$$

З порівняння рівностей (а) і (б) маємо, що

$$(d_3 - d_1) / (d_2 - d_3) = (I_3 - I_1) / (I_2 - I_3),$$

або

$$(I_2 - I_3) / (d_2 - d_3) = (I_3 - I_1) / (d_3 - d_1). \quad (1.169)$$

Тобто точка 3, що характеризує стан вологого повітря після змішування, повинна знаходитися на прямій, що сполучає точки 1 і 2 (рис. 1.38, а), і положення її може бути визначене при відомих масових долях змішуваних потоків повітря m_1 і m_2 .

Дійсно,

$$m_1 = M_1 / (M_1 + M_2); \quad m_2 = M_2 / (M_1 + M_2); \quad m_1 + m_2 = 1.$$

Оскільки

льки $M_2 / M_1 = x$, то
$$m_1 = \frac{1}{1+x} = \frac{1}{1 + \frac{d_3 - d_1}{d_2 - d_1}} = \frac{d_2 - d_3}{d_2 - d_1}, \quad (1.170)$$

$$m_2 = 1 - m_1 = 1 - \frac{d_2 - d_3}{d_2 - d_1} = \frac{d_3 - d_1}{d_2 - d_1}. \quad (1.171)$$

Із рівнянь (1.170) та (1.171) випливає, що $m_1 / m_2 = (d_2 - d_3) / (d_3 - d_1)$, тобто точка 3 ділить пряму лінію змішування 1-2 відносно m_1 / m_2 .

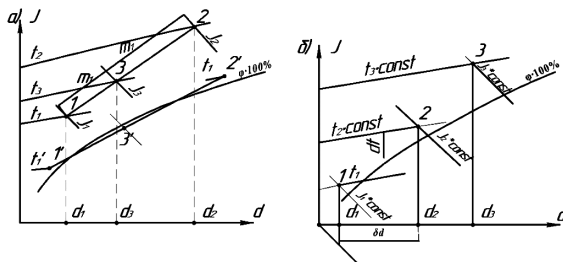


Рис. 1.38. Визначення стану вологого повітря по Id -діаграми після змішування потоків (а) і при кондиціонуванні (б)

На рис.1.38, *a* бачимо також, що при змішуванні двох потоків ненасиченого вологого повітря (точки 1' та 2') може утворитися туман (точка 3').

Id-діаграма широко застосовується також для розрахунків параметрів кондиціонування повітря, під яким розуміють сукупність засобів і способів дії на температуру і вологість повітря. Наприклад, за зимового режиму точка 1 на *Id*-діаграмі (рис.1.38,*б*) відображає стан зовнішнього повітря з температурою і вологовмістом d_1 точка 2 стан припливного повітря з параметрами t_2 та d_2 , що подається в приміщення, в якому кінцеві параметри повітря мають бути t_3 та d_3 (точка 3). Повітря подається в приміщення з кондиціонера, де повітря підігрівається в калориферах на $\Delta t = t_2 - t_1$ і зволожується в зрошувальних камерах на $\Delta d = d_2 - d_1$, з таким розрахунком, щоб кінцеві параметри повітря в приміщенні стали t_3 і d_3 . Одночасно з приміщення за допомогою витяжної системи вентиляції видаляється відпрацьоване повітря в кількості, що дорівнює масі припливного повітря.

При літньому режимі припливне повітря в кондиціонері охолоджується на Δt і осушується на Δd .

Таким чином, лінія 2 – 3 на *Id*-діаграмі (рис.1.38, *б*) показує процес зміни стану повітря в приміщенні.

Заяпитання для самоконтролю знань

1. Яке повітря називають вологим?
2. У чому полягає суть процесу сушіння вологих матеріалів?
3. Поясніть фізичну сутність параметрів вологого повітря.
4. З'ясуйте будову *Id*-діаграми вологого повітря.
5. Наведіть приклади використання конвективного сушіння в сільськогосподарському виробництві.

1.7 Ідеальні цикли теплових двигунів і установок.

Тепловим двигуном називають машину, здатну перетворити деяку частину підведеної кількості тепла в роботу. Наприклад, при роботі паросилової установки (ПСУ) або газотурбінної установки (ГТУ) по так званому замкненому циклу робочий процес перебігає в ряді спеціальних пристроїв, що створюють замкнену систему – установку.

В одному з цих пристроїв, наприклад у котлі ПСУ, робоче тіло запозичує деяку кількість тепла від газоподібних продуктів згорання використаного палива. В іншому ж пристрої – конденсаторі – робоче тіло віддає певну частину цього тепла рідині, що протікає через конденсатор. Такі установки називають

двигунами зовнішнього згоряння, хоча з термодинамічної точки зору важливіша особливість цього класу двигунів полягає в тому, що в них робочому тілу відводиться роль посередника, що здійснює коловий процес. Зрозуміло, що за цих умов температура робочого тіла значно нижча температури газоподібних продуктів згоряння використаного палива.

Ідея Карно про двигун, робочим тілом якого були б самі продукти згоряння використаного палива, була втілена в двигунах внутрішнього згоряння. До такого роду двигунів відносять поршневі двигуни внутрішнього згоряння, газотурбінні установки (ГТУ), що працюють по розімкненому циклу, повітряно реактивні двигуни (ПРД), ракетні двигуни та ін. У цих випадках робоче тіло не здійснює колового процесу, воно періодично (ДВЗ) або безперервно змінюється. Крім того, насправді робочі тіла тією чи іншою мірою віддалені від свого ідеально-газового стану, а процеси необоротні.

В основу термодинамічного дослідження теплових двигунів покладено чотири основні принципи, які приводять до їхніх ідеальних циклів:

1) Незворотні процеси, пов'язані з наявністю внутрішніх джерел енергії, наприклад, процес горіння палива, замінюють рівноцінним зворотним підведенням до робочого тіла відповідної кількості тепла;

2) вважають, що робоче тіло, яке залишається хімічно незмінним, здійснює коловий процес;

3) Із розрахунку виключають всі втрати, за винятком тих, що визначені другим законом термодинаміки;

4) дійсний процес теплового двигуна замінюють замкненою послідовністю простих оборотних процесів з ідеальним газом, кожен з яких моделює реальний процес найкращим чином.

Маючи на увазі поняття про ідеальний цикл, принцип дії будь-якого теплового двигуна вбачають у тому, щоб за рахунок підведеної кількості тепла розширення робочого тіла провести по політропі, що пролягає вище політропи стиску.

Дослідження ідеальних циклів з'ясовує основні параметри, що визначають економічність теплового двигуна, дає уяву про його максимальну ефективність у даних умовах, про шляхи його вдосконалення.

Відомо, що в даних умовах гранично ефективним ідеальним циклом теплового двигуна є прямий (незворотний) цикл Карно. Але він не відображає принципових особливостей робочого процесу теплового двигуна раціональної конструкції. Дійсно, при можливих у сучасних теплових двигунах температурах ($T_{\max} = 2000 \text{ K}$; $T_{\min} = 288 \text{ K}$) максимальний тиск у циклі Карно перевищив би 2000 бар, а загальний ступінь розширення – понад 400.

У зв'язку з цим у сучасних ДВЗ процес згоряння організовується в такий спосіб, щоб його моделювати ізохорою, ізобарою, ізохорою і ізобарою. Що ж

до процесу відведення деякої кількості тепла, що умовно замикає термодинамічно розімкнений робочий процес двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ, ГТУ), то він повністю визначений принципом дії такого двигуна.

Таким чином, вочевидь є необхідність для одержання ідеальних циклів теплових двигунів розробка раціональної конструкції. Зрозуміло, термічний ККД цих циклів буде менший відповідно до циклу Карно, який здійснюється між граничними для даного оберненого циклу температурами.

Ідеальні цикли поршневих двигунів внутрішнього згорання. Двигун внутрішнього згорання є такою тепловою машиною, в якій підведення тепла до робочого тіла здійснюється за рахунок спалювання палива всередині самого двигуна. Робочим тілом у таких двигунах є на першому етапі повітря або суміш повітря з легко займистим паливом, а на другому етапі – продукти згорання цього рідкого або газоподібного палива (бензин, гас, солярове масло та ін.).

Двигуни внутрішнього згорання мають дві суттєві переваги порівняно з іншими типами теплових двигунів:

- 1) компактність, наприклад, порівнянно з паросиловими установками;
- 2) більша температурна межа робочого тіла (оскільки стінки циліндра і головки двигуна мають примусове охолодження), що збільшує термічний ККД.

Поршневі двигуни внутрішнього згорання застосовуються в аграрному виробництві, автотранспорті, а також залізничному транспорті, авіації, у стаціонарних енергетичних установках невеликої потужності.

Основним елементом будь-якого поршневого двигуна є циліндр з поршнем, сполученим за допомогою кривошипно-шатунного механізму зовнішнім споживачем роботи (рис.1.39).

Циліндр забезпечений двома отворами з клапанами, через один з яких здійснюється всмоктування робочого тіла (повітря або горючої суміші), а через інший – викид робочого тіла після завершення циклу.

Відмінність вимог, які пред'являються до двигунів внутрішнього згорання залежно від їхнього призначення, спонукали створення найрізноманітніших типів цих двигунів.

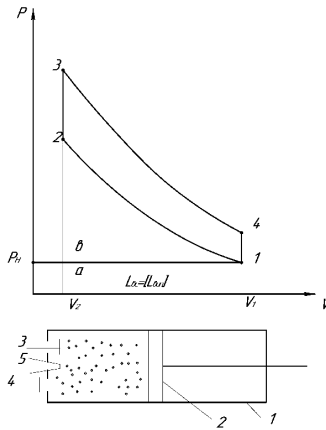


Рис.1.39. Ідеальна діаграма циклу ДВЗ з підведенням тепла при $V = const$ у P, V - координатах

З термодинамічної точки зору, тобто по характеру використаних в цих двигунах робочих циклів, вони можуть бути розділені на наступні три класи:

- а) двигуни, що використовують цикл із підведенням тепла при постійному об'ємі ($V = const$);
- б) двигуни, що використовують цикл із підведенням тепла при постійному тиску ($P = const$);
- в) двигуни, що використовують цикл із змішаним підведенням тепла, тобто з підведенням тепла як при постійному об'ємі, так і при постійному тиску.

Цикл із підведенням тепла за постійного об'єму (цикл Отто). Перший газовий двигун, в якому проводили стиск газової суміші з подальшим миттєвим її згорянням, створив німецький конструктор Н.А. Отто у 1876 р. Перший бензиновий двигун з карбюратором був розроблений і побудований капітаном російського флоту О.С. Костовічем у 1879 р.

Цей ідеальний цикл треба вважати за модель робочого процесу поршневого двигуна внутрішнього згоряння легкого палива (рис. 1.39). Тут: V_1 – повний об'єм циліндра; V_2 – об'єм камери стиску; $V_h = V_1 - V_2$ – робочий об'єм циліндра. Нехтуючи втратами, всмоктування вважають за те, що йде за постійного, а саме, атмосферного тиску (індикаторна лінія $a - 1$).

Стиск робочого тіла в циліндрі ДВЗ приймається адіабатним (процес 1 – 2). Робота стиску при цьому витрачається тільки на збільшення внутрішньої

енергії, а отже, і температури робочого тіла (ідеального газу), тому температура досягає максимально можливої в даних умовах величини.

У двигунах внутрішнього згоряння зі займанням робочої суміші біля верхньої мертвої точки (ВМТ) від електричної іскри час згоряння дуже малий, у зв'язку з чим допустимо прийняти, що весь процес згоряння (тобто процес підведення тепла) здійснюється за постійного об'єму. Таким чином, у даному випадку необоротний процес згоряння треба моделювати ізохорою 2 – 3.

Розширення 3 – 4, як і стиск, приймається адіабатним. У результаті адіабатного розширення накопичена робочим тілом внутрішня енергія перетворюється в роботу.

Відомо, що в поршневому ДВЗ до 70 % продуктів згоряння мимоволі, тобто без витрат на роботу, покидають циліндр двигуна протягом першої фази вихлопу, названої *вихлопом*. Нехтуючи втратами, можна вважати, що тиск при цьому миттєво знижується від p_4 до p_i (тиск навколишнього середовища).

Потім при русі поршня, від нижньої мертвої точки (НМТ) до ВМТ, починається друга фаза вихлопу – виштовхування порції газу, що залишився в циліндрі (індикаторна лінія 1 – в). У цих умовах можна взагалі нехтувати наявністю всмоктування і виштовхування, і вважати, що на вході в двигун робоче тіло знаходиться в стані 1, а на виході – в стані 4. Остаточна ідеальна схема явища буде такою: випускний клапан відкривається в НМТ і робоче тіло цілком та миттєво залишає циліндр двигуна. Потім без будь-якої витрати роботи циліндр миттєво заповнюється новою порцією робочого тіла. Тоді

$$L_{\Sigma} = L_{1234} = m\phi Pdv = Q_1 - (U_4 - U_1). \quad (1.172)$$

У повній відповідності з другим законом термодинаміки, в ідеальному випадку дійсна кількість тепла Q_1 не може бути повністю перетворена в роботу. Енергія $(U_4 - U_1)$ – це втрата, визначена другим законом термодинаміки, тобто втрата, що має сенс Q_2 :

$$|Q_2| = U_4 - U_1.$$

Відносячи розрахунок до одиниці маси, отримаємо

$$|q_2| = u_4 - u_1. \quad (1.173)$$

Зазначимо далі, що:

1) за принципом дії ДВЗ у станах виду 1 та 4 робоче тіло має однакові питомі об'єми: $m = idem$ (додаванням палива нехтуємо), $v = idem$ і тому $v_4 = v_1$;

2) умова (1.173) задовольняється для ізохорного процесу;

3) нічого не змінить припущення про те, що в процесі бере участь одна й та сама порція робочого тіла.

З огляду на викладене можливе припущення, що термодинамічно розімкнений ідеальний робочий процес поршневого ДВЗ здійснюється однією і тією самою порцією робочого тіла (ідеального газу) і умовно замикається ізохорним процесом 4 – 1 (рис.1.40), протягом якого від робочого тіла відводиться кількість тепла, визначена рівнянням (1.173).

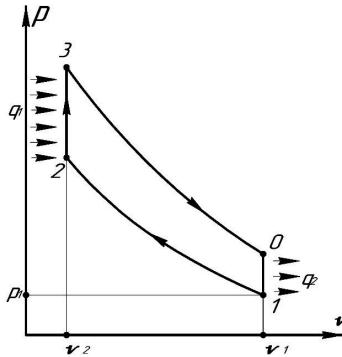


Рис.1.40. Цикл Отто в P, v - діаграмі

Саме таким шляхом здійснюється перехід від термодинамічно розімкненого робочого процесу, що ідеалізується, поршневого ДВЗ до колового процесу, до ідеального циклу з підведенням тепла за постійного об'єму (рис.1.41).

При дослідженні ідеальних циклів ДВЗ вводять певні поняття.

1. Ступенем стиску називають відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери стиску $\varepsilon = V_1 / V_2 = v_1 / v_2$.

2. Ступенем підвищення тиску називаються відношення вигляду

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}.$$

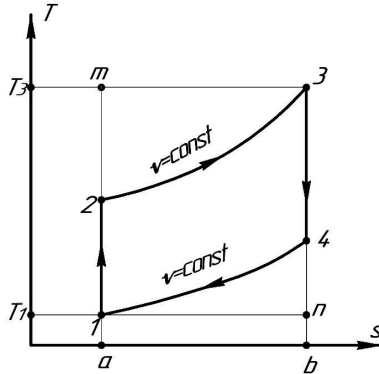


Рис.1.41. Цикл Отто в T, s -діаграмі

3. ступенем розширення – відношення вигляду $\rho = V_4 / V_3 = v_4 / v_3$.

Тепловикористання в ідеальному циклі оцінюється термічним ККД.

За визначенням $\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$.

Обмежимося випадком $c_v = const$, тоді

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2), \quad |q_2| = c_v (T_4 - T_1).$$

Після внесення цих результатів до виразу для термічного ККД отримаємо, що

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Цикл однозначно обумовлюється завданням початкового стану робочого тіла, властивості якого передбачаються відомими в точці 1, а також значеннями ступеня стиску ϵ та ступеня підвищення тиску λ . Процеси стиску і розширення вважаються адіабатними, якщо $k = const$, а ступінь розширення ρ виявляється тут дорівнює ступеню стиску ϵ , оскільки $v_4 = v_1$ та $v_3 = v_2$. Тоді температури в усіх характерних точках циклу (2, 3, 4) дорівнюватимуть:

точка 2

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \epsilon^{k-1};$$

точка 3

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \epsilon^{k-1} \cdot \lambda;$$

точка 4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{\epsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda.$$

Підставляючи значення температур T_2, T_3, T_4 у рівняння термічного ККД, отримаємо

$$\eta_t^v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.174)$$

Цей результат показує, що для даного робочого тіла термічний ККД ідеального циклу з підведенням тепла за постійного об'єму залежить лише від ступеня стиску, тобто зростає зі ступенем стиску (показник адіабати $k > 1$).

Із збільшенням показника адіабати k (для різних робочих тіл) термічний ККД при тому ж ступені стиску підвищується.

Отже, з погляду збільшення η_t вигідно збільшувати ступінь стиску. Але практично здійснити стиск до вельми високих значень, що супроводжується підвищенням температури і тиску, не вдається з тієї причини, що після досягнення певного значення ε часто ще до приходу поршня у ВМТ відбувається самозаймання горючої суміші. Як правило, цей процес має детонаційний характер і руйнує елементи двигуна. Тому ступінь стиску в звичайних карбюраторних двигунах не перевищує 7...12. Величина ступеня стиску залежить від якості палива, підвищуючись з поліпшенням його антидетонаційних властивостей, що характеризуються октановим числом.

Тепло q_1 , що підводиться до робочого тіла в циклі Отто (рис.1.41), зображується в T, s -діаграмі площею $a-2-3-b-a$, а тепло, що відводиться від робочого тіла – площею $a-1-4-b-a$, тепло $q_0 = q_1 - |q_2|$, перетворене на роботу, – площею $1-2-3-4-1$. У P, v -діаграмі робота циклу l_0 зображується площею $1-2-3-4-1$ (рис.1.40).

Цикл з підведенням тепла за постійного тиску (цикл Дизеля). Ідеальний цикл з підведенням тепла за постійного тиску можна вважати результатом ідеалізації робочого процесу, так званого компресорного дизеля – одного з ДВЗ, що працюють на важкому паливі (газойль, солярове масло, мазут). Перший двигун, що працює за таким циклом, був створений німецьким інженером Р. Дизелем у 1897 р. Перший російський двигун із згорянням важкого палива при $P = const$ побудований у 1899 р. на заводі «Російський дизель».

Характерними для двигунів з ізобарним згорянням палива є роздільне введення в циліндр повітря і палива та стискування в циліндрі не горючої суміші, а тільки повітря, що дозволяє працювати з великими ступенями стискування. Вона може бути підвищена до $\varepsilon = 16...20$, при цьому тиск у кінці стискування сягає 30...40 бар, а температура – 600...800 °С, що значно, як це і необхідно (для зменшення періоду затримки займання), перевищує температуру самозаймання важкого палива, що подається (тобто до кінця процесу стиску) в циліндр двигуна.

До теперішнього часу подача і згоряння важкого палива можуть відбуватися по-різному. Наприклад, у швидкохідних авіаційних дизелях згоряння може перебігати з великою швидкістю, що його знов можна моделювати ізохорою. При цьому тиск у циліндрі зростає до 100...110 бар. Зрозуміло, при появі перших двигунів важкого палива подібний тиск був би немислимий. Тому процес згоряння палива пневматичного розпилювання, будується в такий спосіб, щоб його можна було моделювати ізобарою. Нині компресорні дизелі не будуються.

Ідеалізація робочого процесу компресорного дизеля будується в тих самих допущеннях, що і в разі ДВЗ легкого палива, і приводить до циклу, який називають ідеальним циклом з підведенням тепла за постійного тиску. Цей цикл складається (рис.7.4; 7.5) з адиабати стискування 1–2, ізобари 2–3 із підведенням відповідної кількості тепла q_1 , адиабати розширення 3 – 4 та умовної ізохори 4–1, уздовж якої від робочого тіла відводиться кількість тепла q_2 .

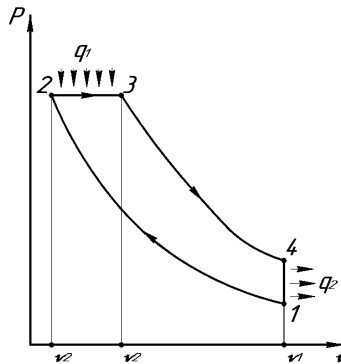


Рис.1.42. Цикл Дизеля в P, v -діаграмі

Під опису даного циклу в розрахунок вводять поняття про ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$, що характеризує збільшення питомого об'єму в процесі підведення кількості тепла. При цьому параметр $\delta = v_4 / v_3$ називають ступенем подальшого розширення (власне розширення). Вочевидь, що загальний ступінь розширення дорівнює ступеню стиску, тобто $\rho\delta = \varepsilon$.

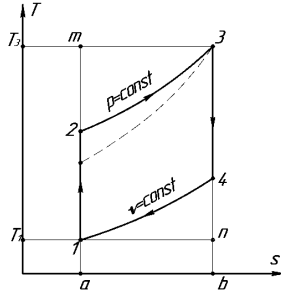


Рис.1.43. Цикл Дизеля в T,s -діаграмі

Отримаємо рівняння для η_i даного циклу. За визначенням

$$\eta_i = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}.$$

У разі постійної теплоємності $q_1 = c_p (T_3 - T_2)$ та $|q_2| = c_v (T_4 - T_1)$. Отже,

$$\eta_i^p = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k (T_3 - T_2)}.$$

Температури в усіх характерних точках циклу дорівнюватимуть:

точка 2
$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1};$$

точка 3
$$T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \rho;$$

точка 4
$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^{k-1} = T_3 \cdot \frac{1}{\delta^{k-1}} = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1}; \quad T_4 = T_1 \rho^k.$$

Підставляючи значення температур T_2, T_3, T_4 у рівняння термічного ККД, отримаємо

$$\eta_i^p = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (1.174)$$

Як бачимо, η_i^p ідеального циклу з підведенням тепла за постійного тиску залежить не тільки від ε , але і від ρ . При цьому η_i^p зростає зі ступенем стиску ε , але зменшується зі зростанням ступеня попереднього розширення ρ .

Формально це очевидно з того, що зі збільшенням ρ чисельник відношення $\frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}$ зростає швидше, ніж знаменник, оскільки показник адіабати $k > 1$.

Цикл зі змішаним підведенням тепла (цикл Трінклера). Двигуни з ізобарним згорянням палива мають низку недоліків: наявність компресора для розпилювання палива, що ускладнює конструкцію двигуна та знижує економічність; складну будову форсунок і та ін. Тому виникли спроби створити двигун, який працює без компресора, з використанням у межах допустимого тиску найдоцільнішого з термодинамічної точки зору процесу згоряння за постійного об'єму, тобто поєднує цикли з підведенням тепла при $V = const$ і при $P = const$.

У 1904 р. російському інженеру Г.В. Трінклеру був виданий патент на безкомпресорний двигун високого тиску, що працює по циклу зі змішаним підведенням тепла. Розпилювання рідкого палива проводиться за допомогою механічних форсунок. Подача палива до форсунок здійснюється насосом за високого тиску, що досягає 300...400 бар.

Теоретичний цикл двигуна зі змішаним підведенням тепла має форму 123451 (рис.1.44; 1.45) і складається з таких процесів:

- 1–2 – адиабатний стиск робочого тіла;
- 2–3 – ізохорне підведення тепла;
- 3–4 – ізобарне підведення тепла;
- 4–5 – адиабатне розширення робочого тіла;
- 5–1 – ізохорне відведення тепла.

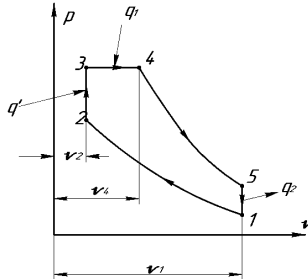


Рис.1.44. Цикл Трінклера в P, v -діаграмі

Вважаючи теплоємність постійною, знайдемо рівняння для термічного ККД циклу Трінклера. За визначенням

$$\eta_i^T = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_3|}{q_1 + q_2} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}.$$

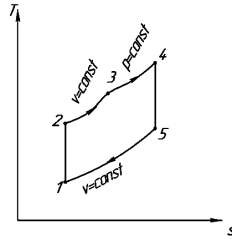


Рис.1.45. Цикл Трінклера в T, s -діаграмі

Температури в усіх характерних точках циклу дорівнюватимуть:

точка 2
$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

точка 3
$$T_3 = T_2 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda,$$

точка 4
$$T_4 = T_3 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho,$$

точка 5
$$T_5 = T_1 \rho^k \lambda.$$

Як наводилося і вище, у формулах $\varepsilon = v_1/v_2$ – ступінь стиску; $\lambda = P_3/P_2$ – ступінь підвищення тиску; $\rho = v_4/v_3$ – ступінь попереднього розширення; $\delta = v_5/v_4$ – ступінь подальшого розширення.

Підставляючи значення температур T_2, T_3, T_4, T_5 в рівняння термічного ККД, отримуємо

$$\eta_i^T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)}. \quad (1.175)$$

Із формули (1.175) випливає, що термічний ККД циклу Трінклера, як і циклів Отто та Дизеля, зростає зі збільшенням ступеня стиску ε і, крім того, залежить від ступеня підвищення тиску λ та від ступеня попереднього розширення ρ , збільшуючись із зростанням λ і з падінням ρ . Це пояснюється тим, що в обох випадках зростає частка кількості тепла, що підводиться найкращим (при даному ступені стиску) чином, що розташовується, а саме, по ізохорі. Цикл Трінклера називають ще узагальненим циклом ДВЗ. Насправді, при $\rho = 1$ змішаний цикл переходить у цикл Отто, а при $\lambda = 1$ – у цикл Дизеля. При цьому рівняння (1.175) переходить в рівняння (1.173) або (1.174), відповідно.

Ідеальні цикли газотурбінних установок. Газотурбінні установки (ГТУ) відрізняються від поршневих двигунів внутрішнього згоряння тим, що корисна робота виконується в них за рахунок кінетичної енергії рухомого з великою швидкістю газу. Робочим тілом у цих установках є продукти згоряння, що утворюються при спалюванні палива в спеціальних камерах під тиском.

Газотурбінні установки володіють, порівняно з поршневими двигунами, рядом техніко-економічних переваг, а саме:

- а) меншою вагою і малими габаритами установки при великій потужності;
- б) відсутністю кривошипно-шатунного механізму;
- в) рівномірністю ходу і можливістю безпосереднього з'єднання зі споживачами роботи – електричними генераторами, відцентровими компресорами та ін.;

г) простим обслуговуванням;

д) здійсненням циклу з повним розширенням і великим термічним ККД;

е) можливістю застосування дешевих сортів палива.

Ці переваги ГТУ сприяли їхньому розповсюдженню в багатьох областях техніки: для локомотивів, пароплавів, особливо в авіації.

Конструкція першої газової турбіни розроблена інженером російського флоту П.Д. Кузьмінським у 1897 р. Вона призначалася для невеликого катера. Відмінною особливістю цієї турбіни була її робота з водяною парою, яка вприскувалася в камеру згоряння для зниження температури газів перед турбіною.

Широке розповсюдження ГТУ стало можливим лише після вирішення двох основних проблем: створення газового компресора з високим ККД (турбокомпресора) і отримання нових жароміцних сплавів металу, здатних тривало працювати при температурах 650...750 °С і вище.

В основі роботи ГТУ лежать ідеальні цикли, що складаються з простих термодинамічних процесів. ГТУ можуть працювати зі згорянням палива за постійного тиску і постійного об'єму. Відповідні їм ідеальні цикли поділяють на цикли з підведенням тепла за постійного тиску і постійного об'єму. Найбільше практичне застосування отримав цикл з підведенням тепла при $P = const$.

Принципова схема та ідеальний цикл газотурбінної установки з підведенням тепла за постійного тиску представлена на рис. 146

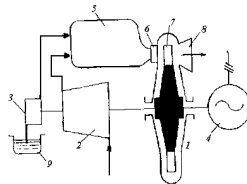


Рис.1.46. Схема ГТУ зі згорянням за постійного тиску

Газова турбіна 1, компресор 2, паливний насос 3 і споживач енергії 4 розташовані на загальному валу (електрогенератор трифазного змінного струму). Компресор засмоктує атмосферне повітря, стискує його до необхідного тиску і направляє в камеру згоряння 5. Туди ж паливним насосом подається паливо з баку 9, яке може бути як рідким, так і газоподібним.

Згоряння палива відбувається в камері згоряння при $P = const$. Продукти згоряння, поширюючись в соплах 6 газової турбіни, потрапляють на лопатки 7 турбін, проводять там роботу за рахунок своєї кінетичної енергії і викидаються в атмосферу через випускний патрубок 8. Тиск відпрацьованих газів дещо перевищує атмосферний. До 40...50% потужності турбіни вбирається компресором 2.

Цикл газотурбінної установки зображений на рис.1.47; 1.48.

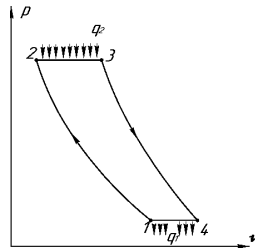


Рис.1.47. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ в P, v -діаграмі

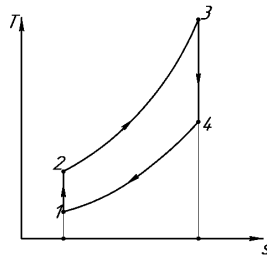


Рис.1.48. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ в T, s -діаграмі

Стиск робочого тіла в компресорі моделюється адіабатою 1–2. Горіння палива в камері згоряння організовано таким чином, що його можна моделювати ізобарою 2–3, уздовж якої до того, що залишається хімічно незмінним робочому тілу підводиться відповідна кількість тепла q_1 . Розширення робочого тіла в газовій турбіні моделюється адіабатою 3–4. Викладене приводить до робочого процесу, що ідеалізується, 1–2–3–4 даною ГТУ.

Процес 1–2–3–4 розімкнений, оскільки робоче тіло безперервно обмінюється. У разі ГТУ цей процес може бути умовно замкнений ізобарою вигляду 4–1, уздовж якої від робочого тіла відводиться кількість тепла q_2 .

Як визначальні параметри ідеального циклу приймаються ступінь підвищення тиску при адіабатному стиску $\sigma = P_2 / P_1$ і ступінь попереднього розширення $\rho = v_3 / v_1$.

Основним термодинамічним показником ефективності циклу є його термічний ККД

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}.$$

Якщо вважати робоче тіло за ідеальний газ з постійною теплоємністю, то кількість тепла, що підводиться, визначається за формулою

$$q_1 = c_p (T_3 - T_1),$$

а кількість тепла, що відводиться, – за формулою

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1).$$

Тоді термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Його зазвичай виражають як функцію ступеня підвищення тиску σ . Для адіабати 1–2 маємо:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \sigma^{\frac{k-1}{k}}.$$

звідки
$$T_2 = T_1 \sigma^{\frac{k-1}{k}}.$$

Для ізобари 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho,$$

звідки

$$T_4 = T_3 / \sigma^{k-1} = T_1 \rho.$$

Для адиабати 3–4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1/\sigma^{\frac{k-1}{k}},$$

звідки

$$T_4 = T_3 / \sigma^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \rho.$$

Підставляючи набуті значення температур T_2 , T_3 та T_4 у рівняння термічного ККД, отримуємо

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (1.176)$$

Термічний ККД ГТУ з підведенням тепла за постійного тиску залежить від ступеня підвищення тиску σ і показника адиабати k , зростаючи зі збільшенням цих величин.

З урахуванням залежності

$$\sigma = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k$$

отримаємо

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (1.177)$$

Отже, для одного і того самого робочого тіла підвищення ступеня стиску завжди приводить до зростання η_t .

Цикл газотурбінної установки з підведенням тепла за постійного тиску з регенерацією тепла. Одним із заходів підвищення термічного ККД ГТУ є застосування регенерації тепла. Регенерація тепла полягає у використанні тепла відпрацьованих газів для підігріву повітря, що надходить в камеру згоряння (рис.1.49).

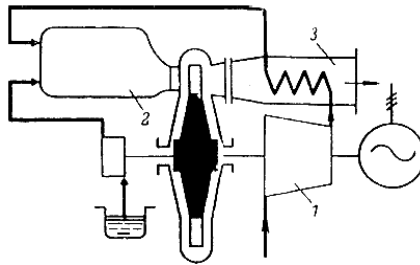


Рис.1.49. Схема ГТУ за згорянням за постійного тиску з регенерацією тепла

Відмінність газотурбінної установки з регенерацією тепла від установки без регенерації полягає в тому, що стиснуте повітря надходить з компресора 1 не відразу в камеру згоряння 2, а заздалегідь проходить через повітряний регенератор – теплообмінник 3, в якому воно підігрівається теплом відпрацьованих газів. Відповідно гази, що виходять з турбіни, перед виходом в атмосферу проходять через повітряний регенератор, де охолоджуються, підігріваючи стиснуте повітря. Таким чином, певна частина тепла, що раніше виводилася відпрацьованими газами в атмосферу, тепер корисно використовується.

Цикл газотурбінної установки з регенерацією та з ізобарним підведенням тепла в P, v та T, s –діаграмах зображений на рис.1.50, 1.51.

Такий цикл складається з адиабатного процесу стиску повітря в компресорі 1–2, процесу 2–5, що є ізобарним підігрівом повітря в регенераторі, ізобарного процесу 5–3, відповідного до підводу тепла в камері згоряння за рахунок згоряння палива, процесу адиабатного розширення газів 3–4 в турбіні, ізобарного охолодження вихлопних газів у регенераторі 4–6 і, нарешті, умовного ізобарного процесу, що замикає цикл, 6–1, при цьому тепло передається навколишньому середовищу.

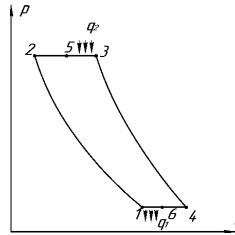


Рис.1.50. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ з регенерацією в P, v – діаграмі

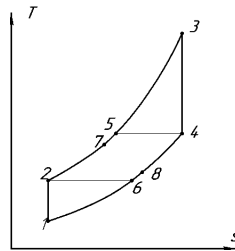


Рис.1.51. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ з регенерацією в T, s – діаграмі

Якщо припустити, що охолодження газів у регенераторі відбувається до температури повітря, що поступає в нього, тобто від T_4 до $T_6 = T_2$, а стиснуте повітря буде нагріто в регенераторі до температури газів, тобто від T_2 до $T_5 = T_4$, то регенерація буде повна.

Кількість тепла, що підводиться до робочого тіла в ізобарному процесі 5–3, дорівнює

$$q_1 = c_p(T_3 - T_5) = c_p(T_3 - T_4),$$

а що відводиться в ізобарному процесі 6–1:

$$|q_2| = c_p(T_6 - T_1) = c_p(T_2 - T_1).$$

Підставляючи q_1 та $|q_2|$ в загальне співвідношення,

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1},$$

отримуємо

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}.$$

Температури в основних точках циклу дорівнюватимуть:

$$T_2 = T_1 \sigma^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_3 = T_1 \sigma^{\frac{k-1}{k}} \rho; \quad T_4 = T_1 \rho.$$

Тоді

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (1.178)$$

Термічний ККД циклу ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ і повною регенерацією залежить від початкової температури T_1 і температури в кінці адіабатного розширення T_4 .

Практично повну регенерацію здійснити не можна. Повітря, що нагрівається в регенераторі, матиме температуру T_7 , декілька меншу T_5 , а охолоджені гази – температуру T_8 , вищу, ніж T_6 (рис.1.51). Тому η_t циклу залежатиме від ступеня регенерації.

Ступенем регенерації r називається відношення кількості тепла, отриманого стислим повітрям у регенераторі, до тієї кількості тепла, яке воно могло б отримати, будучи нагрітим від T_2 до $T_3 = T_4$ на виході з газової турбіни

$$r = \frac{T_7 - T_2}{T_5 - T_2}. \quad (1.179)$$

Термічний ККД циклу ГТУ з неповною регенерацією, тобто при $r < 1$, визначається в такий спосіб:

$$\eta_p = 1 - \frac{T_4 - T_1 - r(T_5 - T_2)}{T_3 - T_2 - r(T_5 - T_2)}. \quad (1.180)$$

Величина ступеня регенерації залежить від конструкції теплообмінника.

У сучасній теплоенергетиці найчастіше використовують паросилові установки. Теплосилові установки, коли робоче тіло застосовується пара, мають ряд особливостей і переваг, що суттєво відрізняють їх від теплосилових установок з газоподібним робочим тілом.

Цикл Карно. Використання робочого тіла, що змінює свій агрегатний стан, дозволяє здійснити на практиці цикл Карно.

Схема паросилової установки (ПСУ), в якій здійснюється цикл Карно з вологою парою як робоче тіло, представлена на рис.1.52. У паровий котел 1 поступає волога водяна пара малого ступеня сухості « x ». За рахунок згоряння в топці котла палива (мазут, вугілля, природний газ та ін.) до вологої пари підводиться тепло, і ступінь сухості пари підвищується до значень X , близьких до одиниці. Процес підведення тепла в котлі відбувається постійного тиску P_1 і постійної температури T_1 .

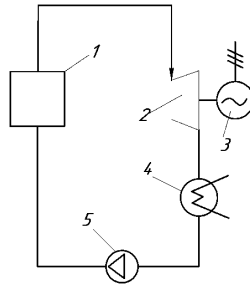


Рис.1.52. Схема ПСУ, що працює по циклу Карно

З котла пара надходить у парову турбіну 2. При розширенні в соплах турбіни потік пари набуває значної кінетичної енергії. На лопатках робочого колеса турбіни ця енергія перетворюється на механічну енергію обертання робочого колеса, а потім в електроенергію за допомогою електрогенератора 3, що обертається турбіною.

На виході з турбіни волога пара має тиск P_2 і відповідну цьому тиску температуру T_2 . Далі пара потрапляє в конденсатор 4 – теплообмінник, в якому за допомогою води, що охолоджує, від пари відводиться тепло, вона конденсується і, отже, ступінь сухості пари знижується. Процес відведення тепла від пари в конденсаторі здійснюється за постійного тиску.

Після конденсатора волога пара поступає в компресор 5, в якому вона адіабатно стискується до тиску P_1 . Потім волога пара знов поступає в котел, і цикл замикається (рис.1.53, 1.54).

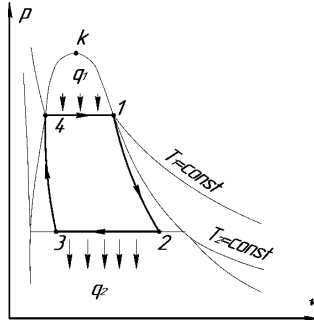


Рис.1.53. Цикл Карно з вологою парою в P, v – діаграмі

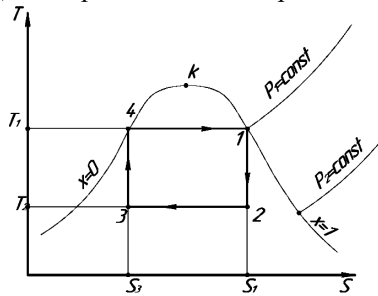


Рис.1.54. Цикл Карно з вологою парою в T, s – діаграмі

Підведення тепла q_1 до пари в котлі здійснюється по ізобарі-ізотермі 4–1, процес розширення в паровій турбіні – по адіабаті 1–2, відведення тепла q_2 в конденсаторі – по ізобарі – ізотермі 2–3, стиск пари в компресорі – по адіабаті 3–4. При розширенні по адіабаті, від стану поблизу верхньої прикордонної кривої, ступінь сухості пари знижується. Відведення тепла в конденсаторі повинно здійснюватися доти, доки волога пара не досягне стану, який визначається наступною умовою: при стиску по адіабаті від стану 3 з тиском P_2 до тиску P_1 кінцевий стан робочого тіла не повинен опинитися за межами області насичення.

Термічний ККД оборотного циклу Карно, здійснюваного з вологою парою як робочим тілом, як і цикл Карно з будь-яким іншим робочим тілом, визначається рівнянням:

$$\eta_i = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Величина термічного ККД виявляється в цьому випадку досить значною. Проте з урахуванням умов роботи теплосилового устаткування практичне здійснення цього циклу недоцільне, оскільки при роботі на вологій парі, яка є потоком сухої насиченої пари зі зваженими в ній крапельками води, умови роботи проточних частин турбіни і компресорів виявляються важкими, течія виявляється газодинамічно недосконалою і внутрішній відносний ККД цих машин знижується.

Важливо і те, що компресор для стиску вологої пари досить громіздкий, незручний в експлуатації пристрій, на привід якого витрачається надмірно велика енергія.

Тому цикл Карно з вологою парою, як робоче тіло, не знайшов практичного застосування.

Цикл Ренкіна. Перелічені недоліки, властиві паровій установці, в якій здійснюється цикл Карно з вологою парою як робочим тілом, можуть бути частково усунені, якщо відведення тепла від вологої пари в конденсаторі проводиться доти, доки вся пара повністю не сконденсується. В цьому випадку стиску від тиску P_2 до тиску P_1 підлягає не волога пара, а вода, стисливість якої мала. Для переміщення води з конденсатора в котел з одночасним підвищенням її тиску застосовуються не компресори, а насоси, компактні і прості за будовою, які споживають дуже мало енергії для свого приводу. Наприклад, за адіабатного стискування води в насосі від 1 до 30 бар витрачена робота в 165 разів менша адіабатної роботи стиску водяної пари в компресорі.

Унаслідок переваг повної конденсації вологої пари в паросилових установках застосовується цикл з повною конденсацією, названий циклом Ренкіна. Він був запропонований у 50-х роках минулого століття майже одночасно шотландським інженером і фізиком У. Ренкіним і Р. Кліузіусом. Схема парової установки з циклом Ренкіна аналогічна схемі установки, зображеної на рис. 1.52, з тією лише різницею, що в разі циклу Ренкіна на цій схемі 5 не компресор вологої пари, а водяний насос.

Цикл Ренкіна в T, s -діаграмі зображений на рис. 1.55; волога пара в конденсаторі повністю конденсується по ізобарі $P_2 = const$ (точка 3). Потім вода стискується насосом від тиску P_2 до тиску P_1 ; цей адіабатний процес зображений у T, s -діаграмі вертикальним відрізком 3–5. Довжина відрізка 3–5 у T, s -діаграмі мала, оскільки при ізоентропному стиску води її температура дещо зростає, практично точки 3 і 5 зливаються і процес ізобарного підігріву води в

котлі ($P_1 = const$) 5–4 зливається з нижньою граничною кривою. Після досягнення температури кипіння відбувається ізобарно-ізотермічний процес паротворення, ділянка 4–1 на рис.1.55. Суха насичена пара, отримана в котлі, надходить у турбіну; процес розширення в турбіні зображується адіабатою 1–2. Відпрацьована волога пара надходить у конденсатор, і цикл замикається.

З погляду термічного ККД цикл Ренкіна є менш вигідним, ніж оборотний цикл Карно. Проте, з урахуванням реальних умов здійснення циклу, економічність циклу Ренкіна вище за економічність відповідного циклу Карно з вологою парою як робочим тілом. Водночас, заміна громіздкого компресора, який споживає значну роботу, компактним водяним насосом дає можливість суттєво знизити витрати на спорудження паросилової установки і спростити її експлуатацію.

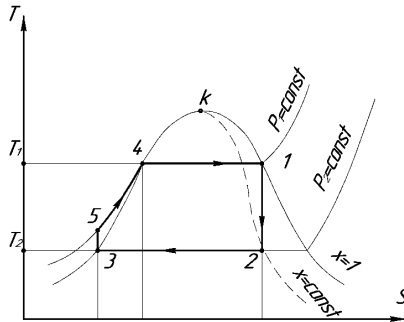


Рис.1.55. Цикл Ренкіна в T, s – діаграмі

Для збільшення термічного ККД циклу Ренкіна застосовують так званий *перегрів пари* в спеціальному елементі казана – *пароперегрівачі* ПП (рис.1.56), де пара нагрівається до температури, що перевищує температуру насичення при даному тиску P_1 . Цикл Ренкіна з перегрітою парою зображений на P, v - (рис.1.57) і T, s - (рис.1.58.) діаграмах. Процес перегріву пари, що відрізняє даний цикл від циклу з насиченою парою, відбувається за постійного тиску і зображується на обох діаграмах відрізками 6–1 ізобари $P_1 = const$. У цьому випадку середня температура підведення тепла збільшується порівняно з температурою підведення тепла в циклі без перегріву, і, отже, термічний ККД циклу зростає.

Цикл Ренкіна з перегрівом пари є основним циклом паросилових установок, використаних у сучасній теплоенергетиці.

Термічний ККД паросилової установки визначається зі загального рівняння

$$\eta_i = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1}$$

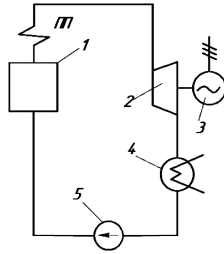


Рис.1.56. Схема ПСУ з перегрівом пари

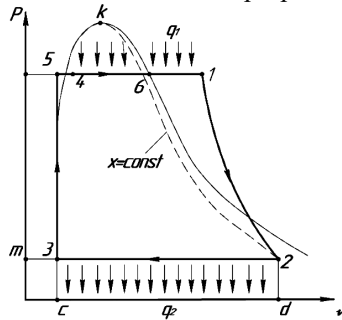


Рис.1.57. Цикл Ренкіна з перегрівом пари в P, v – діаграмі

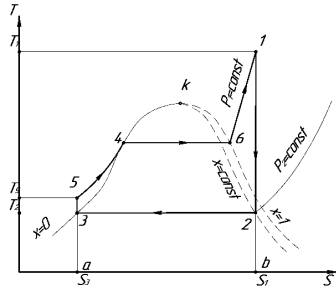


Рис.1.58. Цикл Ренкіна з перегрівом пари в T, s – діаграмі

Оскільки процеси підведення і відведення тепла в циклі Ренкіна здійснюються по ізобарах, а в ізобарному процесі кількість підведеного (відведеного) тепла дорівнює різниці ентальпій робочого тіла на початку і в кінці процесу, то стосовно циклу Ренкіна можна записати:

$$q_1 = h_1 - h_5;$$

$$|q_2| = h_2 - h_3,$$

(індекси у величин h відповідають позначенням станів робочого тіла – рис.1.57; 1.58).

Якщо нехтувати величиною роботи насоса $h_3 - h_5$ унаслідок її малого значення порівняно з дійсним перепадом ентальпій, що спрацьовує в турбіні $h_1 - h_2$, тобто вважати, що $h_3 \approx h_5$, то η_i визначається виразом

$$\eta_i \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (1.181)$$

Тут h_1 – ентальпія перегрітої пари на виході з котла (при тиску P_1 і температурі T_1); h_2 – ентальпія вологої пари на виході з турбіни, тобто на вході в конденсатор (за тиску P_2 і ступені сухості x_2), а h_3 – ентальпія води на виході з конденсатора (вона дорівнює ентальпії води на лінії насичення h' при температурі насичення T_2 , що визначається тиском P_2).

Рівняння (1.181) дає можливість з допомогою h, s – діаграми або таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари обчислити величину термічного ККД циклу Ренкіна по відомих значеннях початкових параметрів пари (тобто параметрів пари на вході в турбіну) P_1 та T_1 і тиск пари в конденсаторі P_2 .

Цикл паросилової установки з проміжним перегрівом пари. дним із шляхів зниження кінцевої вологості пари є застосування проміжного перегріву пари. Схема паросилової установки з проміжним перегрівом пари (як інколи говорять, з повторним перегрівом) представлена на рис.1.59.

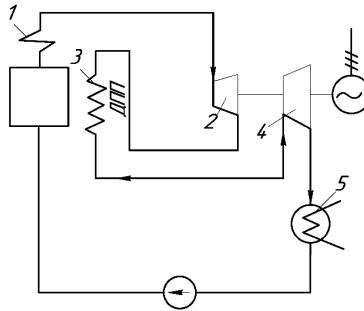


Рис.1.59. Схема ПСУ з проміжним перегрівом пари

Пара з перегрівача 1 з температурою T_1 і тиском P_1 надходить в початкову частину турбіни 2 (ступінь високого тиску), де в процесі 1–2 адиабатно розши-

рюється до певного тиску P_1' . Після цього пара в проміжному перегрівачі 3 нагрівається за постійного тиску P_1' до температури t_8 (процес 7–8). Далі пара надходить у другий ступінь турбіни 4 (ступінь низького тиску), де відбувається адіабатне розширення 8–9 до кінцевого тиску P_2 в конденсаторі 5. Цей цикл можна уявити собі таким, що складається з двох окремих циклів – звичайного циклу Ренкіна – основного (5–4–6–1–2–3–5) і додаткового (2–7–8–9–2). При цьому формально можна вважати, що робота, проведена на ділянці 7–2 адіабати розширення в основному циклі, витрачається на адіабатний стиск робочого тіла на ділянці 2–7 додаткового циклу.

На рис.1.60 представлений цикл з повторним перегрівом у координатах T, s .

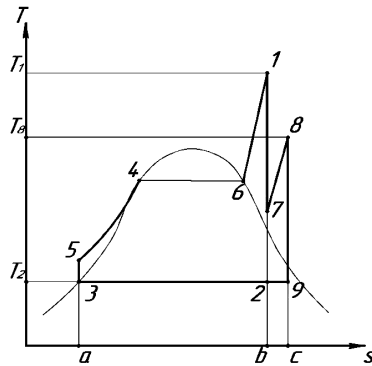


Рис.1.60. Цикл ПСУ з проміжним перегрівом пари в T, s – діаграмі

Вираз для термічного ККД циклу з проміжним перегрівом без урахування роботи насоса можна представити в такому вигляді:

$$\eta_t^{np,n} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9)}{(h_1 - h_3) + (h_8 - h_7)}, \quad (1.182)$$

де $h_1 - h_7$ – робота, здійснена при розширенні пари в ступені високого тиску;

$h_8 - h_9$ – те саме в ступені низького тиску;

$h_1 - h_3$ – кількість тепла, підведена в процесах 5 – 4; 4 – 6; 6 – 1 основного циклу;

$h_8 - h_7$ – кількість тепла, підведена при повторному перегріві в процесі 7–8.

Проміжний перегрів пари, який свого часу ввійшов до енергетики головним чином як засіб боротьби з високою вологістю пари в останніх ступенях

турбіни, є засобом підвищення термічного ККД циклу. В сучасних паросило- вих установках зазвичай застосовується не тільки одноразовий, але й повтор- ний проміжний перегрів пари.

Регенеративний цикл. Цикл, у ході якого вода поступає в котлоагрегат, нагрівається паром і частково відбирається при його розширенні з турбіни, на- зивається *регенеративним*. Такий спосіб підігріву води дає можливість збіль- шити середню температуру підведення тепла в циклі і тим самим підвищити його термічний ККД.

Якщо в паросиловій установці здійснюється цикл Ренкіна без перегріву пари, то в разі здійснення повної регенерації термічний ККД такого циклу Рен- кіна дорівнюватиме термічному ККД циклу Карно (рис.1.61).

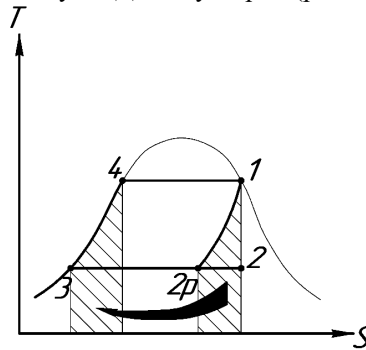


Рис.1.61. Регенеративний цикл Ренкіна без перегріву пари в T,s -діаграмі

Термічний ККД циклу Ренкіна з перегрівом пари навіть за граничної ре- генерації буде менше від термічного ККД відповідного циклу Карно; це впли- ває з T,s -діаграми, наведеної на рис.1.62. При цьому термічний ККД циклу Ренкіна помітно зростає (порівняно з циклом без регенерації).

З T,s -діаграми (рис.1.62) випливає, що термічний ККД циклу Ренкіна з граничною регенерацією визначається виразом:

$$\eta_t^{pec} = 1 - \frac{T_2(S_{2p} - S_3)}{h_1 - h_4} \quad (1.183)$$

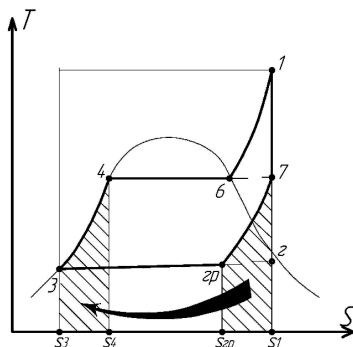


Рис.1.62. Регенеративний цикл Ренкіна з перегрівом пари
в T, s – діаграмі

У реальних паросилових циклах регенерація здійснюється за допомогою регенеративних поверхневих або змішуючих теплообмінників, у кожен з яких надходить пара з проміжних ступенів турбіни (так званий регенеративний відбір). Пара конденсується в регенеративних теплообмінниках, нагріваючи воду, що поступає в котел. Конденсат гріючої пари також потрапляє в котел або змішується з основним потоком води.

Цикл теплофікації. У паросиловій установці лише незначна частка (30...40 %) тепла, що виділяється при згорянні палива, перетворюється на корисну роботу. Найбільша частина тепла передається воді, що охолоджує конденсатор при температурі, що перевищує на 10...15 °С атмосферну, і тому марно втрачається.

З іншого боку, для побутових і технологічних потреб разом з електроенергією потрібне тепло порівняно невисоких температур (80...100 °С). Джерелом цього тепла може слугувати пара після розширення його в турбіні або вода, що охолоджує конденсатор, за умови, що тиск, за рахунок якого проводиться розширення пари в турбіні, буде підвищений. У цьому випадку тепло спалюваного палива використовуватиметься для отримання як корисної роботи, так і потрібного тепла низької температури.

Одночасне вироблення в одній і тій самій паросиловій установці електричної енергії і тепла низької температури є значно вигіднішим порівняно з роздільним виробленням електричної енергії і тепла.

Комбіноване вироблення на теплових електричних станціях електричної енергії і тепла для технологічних і побутових потреб на базі централізованого теплопостачання називається *теплофікацією*. Теплофікація є одним з найважливіших методів економії палива.

Наведена принципова схема простої установки теплофікації з протистиском, (рис.1.63) що складається з котла 1 з пароперегрівачем 2, турбіни 3, електрогенератора 4, що знаходиться з турбіною на одному валу, споживача тепла 5 і насоса 6 до споживача

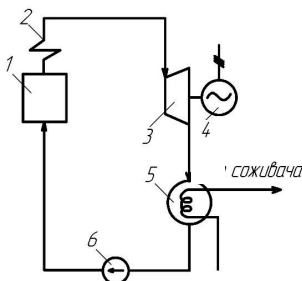


Рис.1.63. Схема теплофікації ПСУ

На рис.1.64 зображений теоретичний цикл цієї установки теплофікації в координатах T,s . У діаграмі тепло, перетворене на роботу за цикл, як завжди, зображується площею 1-2-3-5-4-6-1; площа $a-3-2-b-a$ – це тепло, віддане зовнішньому споживачеві.

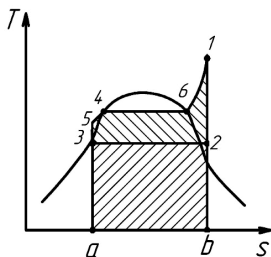


Рис.1.64. Цикл теплофікації ПСУ в T,s – діаграмі

Теплові електростанції, що здійснюють комбіноване вироблення електроенергії і тепла, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ) на відміну від чисто конденсаційних електростанцій (КЕС), що виробляють тільки електроенергію.

Запитання для самоконтролю знань

1. Розкажіть про основні принципи побудови ідеальних циклів теплових двигунів.

2. На які групи поділяються поршневі двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ)?
3. Що відомоз літературних джерел про цикли Отто? Його основні характеристики? Термічний ККД?
4. Те саме про цикл Дизеля? Його основні характеристики? Термічний ККД?
5. Цикл Трінклера, його основні характеристики, термічний ККД.
6. Які переваги характеризують газотурбінну установку (ГТУ) порівняно з ДВЗ?
7. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$, його термічний ККД?
8. Цикл ГТУ з підведенням тепла при $P = const$ з регенерацією тепла, його термічний ККД.
9. Цикл Карно з вологою парою як робоче тіло, його термічний ККД.
10. Цикл Ренкіна, його термічний ККД. Чим він відрізняється від циклу Карно?
11. Цикл паросилової установки з проміжним перегрівом пари, його термічний ККД.
12. Регенеративний цикл паротурбінної установки.
13. Цикл теплофікації. Чим вигідно комбіноване вироблення електроенергії і тепла?

ТЕМА 2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІНУ

Згідно з другим законом термодинаміки мимовільний процес перенесення теплоти в просторі виникає під дією різниці температурі направлений у бік зниження температури. Закономірності перенесення теплоти і кількісні характеристики цього процесу є предметом дослідження теорії теплообміну (теплопередачі).

Теплота може розповсюджуватися в будь-яких речовинах і навіть через вакуум.

В усіх речовинах теплота передається теплопровідністю *за рахунок перенесення енергії мікрочастинками*. Молекули, атоми, електрони та інші мікрочастинки, з яких складається речовина, рухаються зі швидкістю, пропорційною їхній температурі, переносять енергію зі зони з вищими температурами в зону з нижчими температурами.

У рідинах, разом із рухом мікрочастинок, між зонами з різними температурами можливе переміщення частинок макроскопічних об'ємів. Перенесення теплоти разом із макроскопічними об'ємами речовини має назву *конвективного теплопереносу, або конвекції*.

Конвекцією можна передавати теплоту на дуже великі відстані. Наприклад, від (теплоелектроцентрالی) ТЕЦ теплота передається по трубах разом з рухомою гарячою водою на десятки кілометрів для опалювання житлових і промислових будівель. Рухоме середовище (в даному випадку вода), яке використовується для перенесення теплоти, називається *теплоносієм*.

Розрізняють перший *природний* і другий *вимушений рух (конвекцію)* рідини. Природна (вільна) конвекція відбувається під впливом різниці щільності окремих частинок рідини або газу при нагріванні. Вимушена конвекція виникає внаслідок дії примусового джерела енергії (насос, вентилятор, мішалка).

Часто доводиться розраховувати конвективний теплообмін між рідиною і поверхнею твердого тіла. Цей процес називається конвективною тепловіддачею (теплота віддається від рідини до поверхні або навпаки).

Третім способом перенесення теплоти є *випромінювання (радіація)*. За рахунок випромінювання теплота передається в усіх променепрозорих середовищах, у тому числі й у вакуумі, наприклад у космосі. Це єдино можливий спосіб передачі теплоти між тілами. Носіями енергії при теплообміні випромінюванням є фотони, що випромінюються і поглинаються тілами, які беруть участь у теплообміні.

Часто доводиться розраховувати процес перенесення теплоти від одного теплоносія до іншого через стінку, що розділяє їх. Такий процес називається

теплопередачею. Він об'єднує всі елементарні процеси. Спочатку теплота передається від гарячого теплоносія до однієї з поверхонь стінки шляхом конвективного теплообміну, який може супроводжуватися випромінюванням. Потім теплота тепло-провідністю переноситься від однієї поверхні стінки до іншої. І, на-решті, теплота знову шляхом конвективного теплообміну передається від поверхні стінки до холодної рідини.

Інтенсивність перенесення теплоти характеризується *щільністю теплового потоку*, тобто кількістю теплоти, яка передається в одиницю часу через одиничну площу поверхні. Ця величина вимірюється у Вт/м² і зазвичай позначається q .

Кількість теплоти, передану в одиницю часу через довільну поверхню F , у теорії теплообміну прийнято називати *потужністю теплового потоку*, або просто *тепловим потоком*, і позначати літерою Q . Одиницею її вимірювання є Дж/с, тобто Вт.

Кількість теплоти, переданої за довільний проміжок часу τ через довільну поверхню F , позначатимемо Q . Використовуючи ці позначення, можна записати співвідношення між розглянутими величинами:

$$q = Q / F = Q / (F). \quad (2.1)$$

2.1 Теплопровідність. Закон Фур'є.

Температура, як відомо, характеризує тепловий стан тіла і визначається ступенем його теплоти. Оскільки тепловий стан окремих частин тіла в процесі теплопровідності різний, то в загальному випадку температура t є функцією координат x, y, z та часу τ , тобто

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

Сукупність значень температури для всіх точок простору в даний момент часу називається *температурним полем*. Рівняння (а) є математичним формулюванням такого поля. При цьому, якщо температура змінюється в часі, то поле називається *несталим (нестационарним)*, а якщо не змінюється – *сталім (стационарним)*. Температура може бути функцією однієї, двох і трьох координат. Відповідно цього і температурне поле називається *одно-, дво- і тривимірним*. Найбільш простий вигляд має рівняння одновимірного стаціонарного температурного поля: $t = f(x)$.

За будь-якого температурного поля в тілі є точки з однаковою температурою. Геометричне місце таких точок утворює *ізотермічну поверхню*. Оскільки в одній і тій самій точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні не перетинаються; всі вони або замикаються на себе, або закінчуються на межах тіла. Отже, зміна стану тіла і тем-

ператури в тілі спостерігається лише в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (наприклад, напрям x , рис.2.1) При цьому найбільш різка зміна температури виходить у напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні. Межа відношення зміни температури Δt до відстані між ізотермами по нормалі Δn називається *градієнтом температури* і позначається одним з таких символів:

$$\lim(\Delta t / \Delta n)_{\Delta n \rightarrow 0} = \partial t / \partial n = \text{grad } t .$$

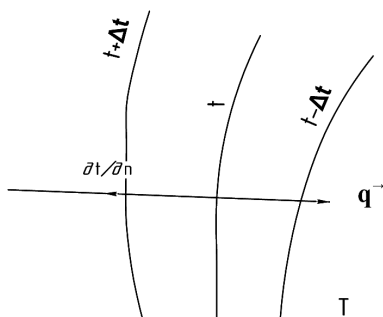


Рис. 2.1. До визначення температурного градієнта

Температурний градієнт є вектором, спрямованим по нормалі до ізотермічної поверхні у бік зростання температури, його розмірність К/м.

Тепло мимоволі переноситься у бік зниження температури. Якщо тепловий потік віднесений до одиниці ізотермічної поверхні, то величина q є вектором, напрямком якого збігається з напрямком розповсюдження тепла в даній точці і є протилежним напрямку вектора температурного градієнта (рис. 2.2).

Вивчаючи процес теплопровідності в твердих тілах, Фур'є експериментально встановив, що кількість переданого тепла пропорційна падінню температури, часу і площі перетину, перпендикулярна напрямку розповсюдження тепла. Якщо кількість переданого тепла віднести до одиниці перетину і одиниці часу, то встановлену залежність можна записати:

$$q = -\lambda \text{ grad } t , \quad (2.2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності речовини Вт/(м·К)

Знак мінус у рівнянні вказує на те, що вектор q спрямований у бік, протилежний вектору $grad\ t$. Рівняння (2.2) є математичним виразом основного закону теплопровідності – закону Фур'є.

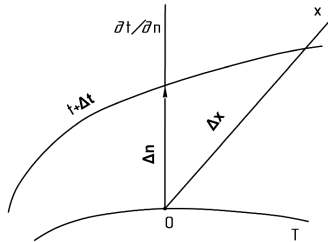


Рис. 2.2. Закон Фур'є

Коефіцієнт теплопровідності λ в законі Фур'є (формула 2.2) характеризує здатність даної речовини проводити теплоту. Значення коефіцієнтів теплопровідності наводяться в довідниках теплофізичних властивостей речовин. Чисельно коефіцієнт теплопровідності,

$$\lambda = |q| / |t| \cdot |grad\ t|,$$

дорівнює щільності теплового потоку при градієнті температури, Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопровідності в загальних умовах залежить від структури, щільності, вологості, тиску і температури.

Як правило, для матеріалів з високою щільністю λ має й високі значення. Для вологого матеріалу коефіцієнт теплопровідності може бути значно вище, ніж для сухого і води окремо; від тиску цей показник практично не залежить. Для більшості матеріалів залежність λ від температури має лінійний характер вигляду:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1 + b \cdot t), \quad (2.3)$$

де λ_0 – коефіцієнт теплопровідності за температури t_0 , Вт/(м·К);

b – стала, визначена дослідним шляхом, 1/К.

Для газів коефіцієнт теплопровідності [$\lambda = 0,005 \dots 0,5$ Вт/(м·К)] з підвищенням температури зростає. Коефіцієнт теплопровідності краплинних рідин [$\lambda = 0,08 \dots 0,7$ Вт/(м·К)] з підвищенням температури падає (крім води і гліцерину). Коефіцієнт теплопровідності будівельних і теплоізоляційних матеріалів [$\lambda = 0,02 \dots 3$ Вт/(м·К)] з підвищенням температури зростає. Матеріали з низьким значенням λ [менше 0,2 Вт/(м·К)] застосовують для теплової ізоляції і називають *теплоізоляційними*. Для більшості металів [$\lambda = 20 \dots 400$ Вт/(м·К)] коефіцієнт теплопровідності зі зростанням температури знижується. Він знижується і за наявності домішок.

Теплопровідність однорідної стінки. Розглянемо однорідну стінку завтовшки (рис.2.3), коефіцієнт теплопровідності якої постійний і дорівнює λ . На зовнішніх поверхнях підтримуються постійні температури t_{c1} та t_{c2} . Температура змінюється тільки в напрямку осі x . У цьому випадку температурне поле одновимірне, ізотермічні поверхні плоскі і розташовуються перпендикулярно до осі x .

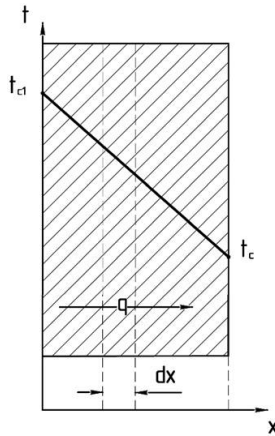


Рис. 2.3. Однорідна плоска стінка

На відстані x виділимо всередині стінки площину товщиною dx , обмежену двома ізотермічними поверхнями. На підставі закону Фур'є рівняння (2.2) для цього випадку можна записати в такий спосіб:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}, \text{ або } dt = -\frac{q}{\lambda} dx .$$

Величина q при стаціонарному тепловому режимі стала в кожному перетині, тому

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C . \quad (2.4)$$

Стала інтегрування C визначається з граничних умов, а саме: при $x=0, t=t_{c1}=C$, а при $x=\delta, t=t_{c2}$. Підставляючи ці значення в рівняння (2.4), маємо, що

$$t_{c2} = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_{c1} . \quad (2.5)$$

Скориставшись рівнянням (2.5) знаходимо невідоме значення питомого теплового потоку, а саме:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t . \quad (2.6)$$

Отже, кількість тепла, передана через 1 м^2 стінки в одиницю часу, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності λ і різниці температур зовнішніх поверхонь Δt і обернено пропорційна до товщини стінки δ .

Рівняння (2.6) є розрахунковою формулою теплопровідності плоскої стінки. Воно зв'язує між собою чотири величини: $q, \lambda, \Delta t, \delta$. Знаючи з них будь-які три величини, можна розрахувати четверту:

$$\lambda = \frac{q \cdot \delta}{\Delta t}; \quad \Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda}; \quad \delta = \frac{\lambda \cdot \Delta t}{q}. \quad (2.7)$$

Відношення λ/δ називається *тепловою провідністю стінки* $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$, а зворотна величина δ/λ – її *тепловим або термічним опором* $[\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}]$.

Якщо в рівняння (2.4) підставити знайдені значення C і q , то отримаємо рівняння температурної кривої:

$$t_x = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{e2}} x. \quad (2.8)$$

Останнє свідчить про те, що за постійного значення коефіцієнта теплопровідності температура однорідної стінки змінюється за лінійним законом. Насправді ж, унаслідок своєї залежності від температури, коефіцієнт теплопровідності є змінною величиною. Якщо цю обставину врахувати, то отримаємо інші, складніші розрахункові формули.

Теплопровідність багат шарової стінки. Стінки, що складаються з декількох однорідних шарів, називаються багат шаровими. Саме такими є, наприклад, стінки житлових будинків, в яких на основному цегляному шарі з одного боку є внутрішня штукатурка, з іншого – зовнішнє облицювання. Обмурівка печей, котлів та інших теплових пристроїв також зазвичай складається з декількох шарів. Припускаємо, що складається з трьох різнорідних, але щільно прилеглих один до одного шарів (рис.2.4). Товщина першого шару дорівнює δ_1 , другого – δ_2 і третього – δ_3 . Відповідно коефіцієнти теплопровідності шарів рівні: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. Крім цього, відомі температури зовнішньої поверхні стінки: t_{c1} та t_{c4} . Тепловий контакт між поверхнями вважаємо ідеальним, температуру в місцях контакту позначимо через t_{c2} та t_{c3} .

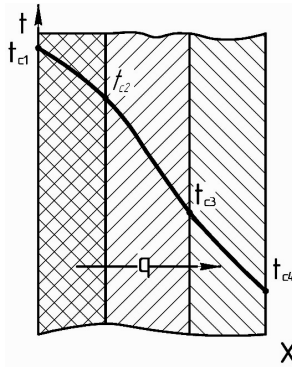


Рис.2.4. Багатошарова плоска стінка

За стаціонарного режиму щільність потоку q стала і для всіх шарів однакова. Тому на підставі (2.6) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{c2} - t_{c3}); \\ q &= \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_{c3} - t_{c4}). \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

З цих рівнянь легко визначити зміну температури в кожному шарі:

$$\left. \begin{aligned} t_{c1} - t_{c2} &= q \frac{\lambda_1}{\delta_1}; \\ t_{c2} - t_{c3} &= q \frac{\lambda_2}{\delta_2}; \\ t_{c3} - t_{c4} &= q \frac{\lambda_3}{\delta_3}. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Сума змін температури в кожному шарі становить повний температурний натиск. Складаючи ліві і праві частини системи рівнянь (2.10), отримуємо:

$$t_{c1} - t_{c4} = q(\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3). \quad (2.11)$$

Із співвідношення (ж) обчислимо значення щільності теплового потоку:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c4}}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3}. \quad (2.12)$$

За аналогією з викладеним можна відразу написати розрахункову формулу для n – стінки з декількома шарами:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (2.13)$$

Оскільки кожен доданок знаменника у виразі (2.12) є термічним опором шару, то з рівняння випливає, що загальний термічний опір багат шарової стінки дорівнює сумі приватних опорів рівняння (2.13).

Якщо значення щільності теплового потоку з (2.12) підставити в (2.10), знайдемо значення невідомих температур t_{c2} та t_{c3} :

$$\left. \begin{aligned} t_{c2} &= t_{c1} - q \frac{\lambda_1}{\delta_1}; \\ t_{c3} &= t_{c2} - q \frac{\lambda_2}{\delta_2} = t_{c4} + q \frac{\lambda_3}{\delta_3}. \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

Всередині кожного шару температурна крива змінюється по прямій, але для багат шарової стінки в цілому вона є ламаною лінією (рис. 2.4).

Іноді задля скорочення розрахунків багат шарову стінку розраховують як одно шарову (однорідну) товщиною δ . При цьому в розрахунок вводиться так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, який визначається зі співвідношення

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c4}}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3} = \frac{\lambda_{ек}}{\Delta} (t_{c1} - t_{c4}).$$

Звідси маємо, що

$$\lambda_{ек} = \frac{\Delta}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3}. \quad (2.15)$$

Таким чином, $\lambda_{ек}$ залежить тільки від значень термічних опорів і товщини окремих шарів.

При виведенні розрахункової формули для багат шарової стінки ми припустили, що шари щільно прилягають один до одного і завдяки ідеальному тепловому контакту дотичні поверхні різних шарів мають одну і ту ж саму температуру. Проте, якщо поверхні мають нерівності, їхнє тісне прилягання неможливе, і між шарами утворюються повітряні зазори. Оскільки теплопровідність повітря мала [$\lambda \approx 0,025 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$], то наявність навіть дуже тонких зазорів може сильно вплинути у бік зменшення еквівалентного коефіцієнта теплопровідності багат шарової стінки.

Теплопровідність циліндричної стінки. Однорідна циліндрична стінка. Розглянемо однорідну циліндричну стінку (трубу) завдовжки l м, з внутрішнім радіусом r_1 і зовнішнім r_2 . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу постійний і дорівнює λ . Внутрішня і зовнішня поверхні підтримуються за сталих температурах t_{c1} і t_{c2} , причому $t_{c1} > t_{c2}$ (рис.2.5) і температура змінюється тільки в радіальному напрямку. Отже, температурне поле тут буде одно вимірним, а ізотермічні поверхні циліндричними, такими, що мають з трубою загальну вісь.

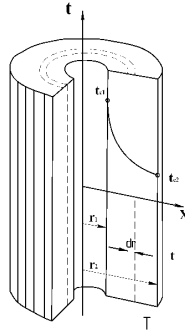


Рис. 2.5. Однорідна циліндрична стінка

Виділимо всередині стінки кільцевий шар з радіусом r і dr товщиною, обмежений ізотермічними поверхнями. Згідно зі законом Фур'є кількість тепла, що проходить в одиницю часу через цей шар, дорівнює:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\pi\lambda r l \frac{dt}{dr}.$$

Розділивши змінні, маємо:

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}.$$

Після інтегрування рівняння знаходимо, що

$$t = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r + C.$$

Підставляючи значення змінних на межах стінки (при $r=r_1, t=t_{c1}$ та $r=r_2, t=t_{c2}$) і, виключаючи сталу, отримуємо таку розрахункову формулу:

$$|q_0| = m^* \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{\pi l (t_{c1} - t_{c2})}{2\lambda \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (2.16)$$

Отже, кількість тепла, передана в одиницю часу через стінку труби, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності λ , довжині l та температурному натиску $\Delta t = t_{c1} - t_{c2}$ та обернено пропорційна до натурального логарифму відношення зовнішнього діаметра труби d_2 до внутрішнього d_1 . Формула (8.10) справедлива і для випадку, коли $t_{c2} < t_{c1}$, тобто коли тепловий потік спрямований від зовнішньої поверхні до внутрішньої.

Кількість тепла, що проходить через стінку труби, може бути віднесена або до одиниці довжини l , або до одиниці внутрішньої F_1 , або зовнішньої F_2 поверхні труби. При цьому розрахункові формули набувають певного вигляду:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (2.17)$$

де q_l – лінійна щільність теплового потоку, Вт/м:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (2.18)$$

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (2.19)$$

Оскільки внутрішня і зовнішня поверхні труби за величиною різні, то різними виходять і значення щільності теплових потоків q_1 і q_2 . Взаємний зв'язок між ними визначається співвідношенням:

$$q_1 = \pi d_1 q_2 = \pi d_2 q_1, \text{ або } d_1 q_1 = d_2 q_2.$$

Рівняння температурної кривої усередині однорідної циліндрової стінки виводяться:

$$t_x = t_{c1} - \frac{Q}{2\pi \lambda l} \ln \frac{d_x}{d_1} = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}. \quad (2.20)$$

Отже, в цьому випадку за сталого значення λ температура змінюється за логарифмічною кривою (рис.2.5).

При відношенні $d_2 / d_1 \leq 2$ розрахунки можуть проводитися за формулами плоскої стінки, що має товщину $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$. Поверхня труби розраховується за середньоарифметичним діаметром $d_m = 0,5(d_2 + d_1)$. Похибка при цьому не перевищує 1,5 %.

Багат шарова циліндрична стінка. Припустимо, що циліндрична стінка складається з трьох різнорідних шарів. Діаметри і коефіцієнти теплопровідності деяких шарів відомі (рис. 2.6).

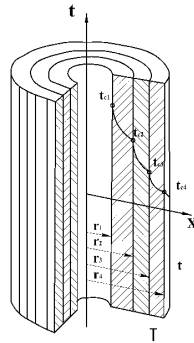


Рис.2.6. Багат шарова циліндрична стінка

Крім того, відомі температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь багатшарової стінки t_{c1} та t_{c4} . У місцях прилягання шарів температури невідомі, позначимо їх через t_{c2} та t_{c3} .

За стаціонарного теплового режимів через усі шари перебігає одна кількість тепла. Тому на підставі рівняння (2.17) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} q_l &= \frac{2\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \\ q_l &= \frac{2\pi(t_{c2} - t_{c3})}{\frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}; \\ q_l &= \frac{2\pi(t_{c3} - t_{c4})}{\frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \end{aligned} \right\}$$

З цих рівнянь визначається температурний перепад у кожному шарі:

$$\left. \begin{aligned} t_{c1} - t_{c2} &= \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c2} - t_{c3} &= \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}; \\ t_{c3} - t_{c4} &= \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}. \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Сума цих перепадів становить повний температурний натиск. Складаючи окремо ліві і праві частини системи (2.18), маємо:

$$t_{c1} - t_{c4} = \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right).$$

Значення лінійної щільності теплового потоку дорівнює:

$$q_l = \frac{2\pi(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \quad (2.19)$$

За аналогією з цим відразу можна записати розрахункову формулу n - шарової стінки:

$$q_l = \frac{2\pi(t_{c1} - t_{cn+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{\pi(t_{c1} - t_{cn+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (2.20)$$

Значення невідомих температур t_{c2} і t_{c3} поверхонь прилягання шарів визначаються з (д):

$$\left. \begin{aligned} t_{c2} &= t_{c1} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c3} &= t_{c2} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Згідно з рівняннями (2.18), усередині кожного шару температура змінюється за логарифмічним законом, але для багатошарової стінки в цілому температурна крива є ламаною кривою (рис.2.6).

Заяпитання для самоконтролю знань

1. Розкажіть про прості види теплообміну. Тепловіддача. Теплопередача.
2. Дайте визначення теплового потоку. Щільність теплового потоку, їхні розмірності.
3. Що таке температурне поле, його рівняння за стаціонарного і нестаціонарного режимів для одно-, дво- і тривимірного поля?
4. Що називається градієнтом температури?
5. З'ясуйте зміст закону Фур'є; коефіцієнта теплопровідності, його розмірність і фізичний сенс.
6. За яким законом змінюється температура в однорідній плоскій стінці?
7. Від яких величин залежить щільність теплового потоку, переданого через однорідну плоску стінку?
8. Як розрахувати щільність теплового потоку для багатошарової плоскої стінки?
9. Що називається еквівалентним коефіцієнтом теплопровідності багатошарової плоскої стінки?
10. За яким законом змінюється температура в однорідній циліндричній стінці?
11. Від яких величин залежить лінійна щільність теплового потоку, що передається через однорідну циліндричну стінку?
12. Як розрахувати лінійну щільність теплового потоку для багатошарової циліндричної стінки?

2.2 Конвективний теплообмін. Закон Ньютона-Ріхмана

Зазвичай рідкі або газоподібні теплоносії нагріваються або охолоджуються при зіткненні з поверхнями твердих тіл. Наприклад, димові гази в печах віддають своє тепло нагрітим заготовкам, а в парових котлах – трубам, усередині яких нагрівається або кипить вода; температура повітря в кімнаті підвищується від гарячих приладів опалювання та ін. Процес теплообміну між пове-

рхнею твердого тіла і рідиною називається *тепловіддачею*, а поверхня тіла, через яку переноситься теплота, *поверхнею теплообміну* або *поверхнею тепловіддачі*.

Згідно зі законом Ньютона-Ріхмана тепловий потік у процесі тепловіддачі пропорційний площі поверхні теплообміну F і різниці температур поверхні t_c та рідини t_p :

$$Q = a \cdot F |t_c - t_p|. \quad (2.22)$$

У процесі тепловіддачі, незалежно від напрямку теплового потоку Q (від стінки до рідини чи навпаки), значення його прийнято вважати за позитивне, тому різницю $|t_c - t_p|$ беруть по абсолютній величині, тобто від більшого значення віднімають менше.

Коефіцієнт пропорційності a називається *коефіцієнтом тепловіддачі*; його одиниця вимірювання Вт/(м²·К). Він характеризує інтенсивність процесу тепловіддачі. Чисельне значення його дорівнює тепловому потоку від однічної поверхні теплообміну при різниці температур поверхні і рідини в один кельвін:

$$a = \frac{Q}{F |t_c - t_p|} = \frac{q}{|t_c - t_p|}. \quad (2.23)$$

На коефіцієнт тепловіддачі впливають різноманітні чинники: швидкість потоку рідини, характер сил, що викликають її рух, фізичні властивості самої рідини (щільність, в'язкість, коефіцієнт теплопровідності) і передусім режим перебігу рідини.

Як встановив О. Рейнольдс у своїх дослідах (1884 р.), необхідно розрізняти два режими руху рідини – *ламінальний* і *турбулентний*, описані різними рівняннями.

У потоці ламінарного руху всі частинки рідини рухаються паралельно і не переміщуються одна з одною. При цьому передача теплоти від однієї частинки рідини до іншої відбувається тільки теплопровідністю, а оскільки коефіцієнт теплопровідності рідин (краплинних і газів) невеликий, то і розповсюдження теплоти по всій масі рідини за ламінарного потоку відбувається повільно.

У потоці турбулентного режиму частинки рідини рухаються безладно: кожна частинка рухається уздовж каналу з деякою швидкістю, а крім того, здійснює рух перпендикулярно стінкам каналу. При цьому відбувається перемішування частинок рідини і перенесення теплоти із області з вищими температурами в область з меншими температурами, тобто перенесення теплоти конвекцією. Проте при такому перемішуванні відбуваються неминучі зіткнення частинок, при таких зіткненнях теплота переходить від однієї частинки до іншої за рахунок їхньої теплопровідності.

Подібність процесів конвективного теплообміну. Числа подібності.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі теоретичним шляхом є складним, а в більшості випадків навіть неможливим через велику кількість чинників, що впливають на конвективний теплообмін.

Тому значення цього коефіцієнта визначають дослідним шляхом. Такі досліді можна проводити безпосередньо на промислових установках – теплообмінних установках (парових котлах, підігрівачах, економайзерах та ін.). Але такий шлях дослідження використовують рідко, оскільки промислові установки громіздкі, часто складні за своєю будовою і коштують такі експерименти дорого.

Тому зазвичай дослідження конвективного теплообміну проводять на моделях невеликих розмірів, а результати таких досліджень переносять на промислові установки. Але для цього необхідно, щоб процеси в моделях та в промислових установках були подібними. Умови, необхідні для створення подібних процесів, розкриваються *теорією подібності*.

З поняттям подібності ми вперше зустрічаємося в геометрії, де розглядаються умови подібності геометричних фігур. Нагадаємо, що умовою геометричної подібності фігур є пропорційність подібних лінійних розмірів. Наприклад, подібні сторони, висоти, медіани подібних трикутників (рис.2.7) зв'язані співвідношенням:

$$l'_1 / l'_2 = l''_1 / l''_2 = l'_3 / l''_3 = h' / h'' = C_1, \quad (2.24)$$

де C_1 , – стала геометричної подібності.

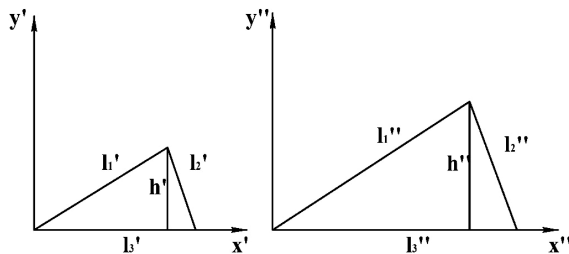


Рис.2.7. Геометрична подібність трикутників

Подібними можуть бути не тільки геометричні фігури, але і будь-які фізичні процеси, наприклад, процеси конвективного теплообміну, що перебігають в теплообмінному апараті або його моделі.

В основі подібності таких процесів лежить їхня геометрична подібність. Це означає, що канали в апараті і його моделі, по яких протікають рідини-теплоносії, мають бути геометрично подібними.

Крім того, подібність процесів конвективного теплообміну обумовлена рівністю особливих безрозмірних комплексів, що складаються з фізичних величин, що впливають на теплообмін, наприклад таких, як швидкість потоку, в'язкість і щільність рідини, що омиває стінку, температуру стінки і рідини та ін. Такі безрозмірні комплекси називаються *числами (критеріями) подібності*.

Числам (критеріям) подібності надані імена вчених, які зробили великі відкриття в області теплообміну і гідродинаміки. Такі числа позначаються однією або двома початковими літерами прізвищ цих учених.

Число Нуссельта (Nu) визначає інтенсивність конвективного теплообміну на межі стінка–рідина. Чим інтенсивніше відбувається конвективний теплообмін, тим більше число Nu і тим більше коефіцієнт тепловіддачі, що впливає з формули

$$N_u = a \cdot l_0 / \lambda, \quad (2.25)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

l_0 – визначальний лінійний розмір, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К).

Визначальним називається розмір, яким визначається розвиток процесу теплообміну. Якщо рідина бере участь у теплообміні, протікає в круглій трубі, то визначальним розміром є d – внутрішній діаметр труби. За поперечного обтікання труб у рівняння (2.25) підставляється замість l_0 значення зовнішнього діаметра труби або труб. Якщо перетин каналу, по якому тече рідина, складної форми, то визначальним розміром є так званий еквівалентний діаметр

$$l_0 = d_{\text{екв}} = 4F / S,$$

де F – площа поперечного перетину каналу;

S – змочений периметр.

Число Рейнольдса (Re) визначає характер руху рідини:

$$Re = w_0 \cdot l_0 / \nu, \quad (2.26)$$

де w_0 – середня (лінійна) швидкість рідини, м/с (визначається з рівняння масової витрати рідини $m^* = F \rho$, тобто $w_0 = m^* / (F \rho)$,

тут m^* – масова витрата рідини, кг/с;

F – площа поперечного перетину потоку, м²;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

ν – кінетичний коефіцієнт в'язкості, м²/с.

Для гладких труб рух залишається ламінарним, поки безрозмірне число Рейнольдса менше $2 \cdot 10^3$. При $Re > 10^4$ режим руху рідини вважається турбулентним. При числах Рейнольдса $2 \cdot 10^3$ і менше 10^4 – режим перехідний від ламінарного до турбулентного, тобто за своїм характером нестійкий.

Число Прандтля (Pr) визначає фізичні властивості рідини:

$$Pr = \nu / a, \quad (2.27)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності рідини, m^2/c .

У правій частині рівняння (2.27) обидві величини – параметри стану, тому і саме число подібності є параметром стану.

Значення числа Pr ідеальних газів залежить тільки від атомності.

Число Pr для ідеальних газів: одноатомних – 0,67; двоатомних – 0,72; трьохатомних – 0,80.

Залежність числа Pr реальних газів від температури дуже незначна.

Число Pr краплинних рідин змінюється тільки в межах температур від $0^\circ C$ і приблизно $130^\circ C$ (із зростанням температури число Pr збільшується). При температурі вище $130^\circ C$ значення числа Pr змінюється дещо і його можна прийняти рівним 1. Залежність Pr від тиску стає помітною тільки при стані рідини, близькому до критичного.

Число Пекле (Pe) є добутком чисел подібності Re і Pr :

$$Pe = Re \cdot Pr = w_0 \cdot l_0 / a. \quad (2.28)$$

Число Грасгофа (Gr) визначає співвідношення підйомної сили, що викликається різницею щільності холодних і нагрітих частин рідини, і сил молекулярного тертя. Іншими словами, число Gr характеризується інтенсивністю вільного руху рідини:

$$Gr = \beta g l_0^3 \Delta t / \nu^2, \quad (2.29)$$

де β – температурний коефіцієнт температурного розширення, K^{-1} (для ідеальних газів $\beta = 1/273,15 K^{-1}$);

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

Δt – температурний натиск – різниця між температурою рідини і стінки, K .

Більшість величин, що входять у праві частини узагальнених рівнянь конвективного теплообміну, залежать від температури. Тому необхідно, щоб значення всіх цих величин були віднесені до якоїсь однієї *визначальної температури*. Такою температурою може бути температура стінки, що позначається t_c , або середня температура потоку рідини, що позначається t_p .

У більшості випадків визначальною приймається температура набігаючого потоку рідини (тобто температура у вхідному перетині каналу) або середня по його довжині.

Якщо відношення температур рідини при вході в канал t_{p1} і при виході з нього t_{p2} менше 2, то середня температура рідини по довжині каналу $t_{p,ср.}$ може визначатися як середня арифметична температура

$$t_{p,ср.} = 0,5(t_{p1} + t_{p2}). \quad (2.30)$$

При значній різниці температур t_{p1} та t_{p2} середня температура рідини визначається як середня логарифмічна температура:

$$t_{p.sp.} = \frac{\Delta t_{ex} - \Delta t_{enx}}{2,31g(\Delta t_{ex} / \Delta t_{enx})}. \quad (2.31)$$

Тут Δt_{ex} і Δt_{enx} – різниці температур рідини і стінки, відповідно при вході в канал і виході з нього.

Таким чином, у рівняння конвективного теплообміну може вводитися температура стінки або середня температура рідини. Щоб указати, яка з цих температур прийнята в даному конкретному випадку як визначна, в розрахункові рівняння вводять відповідні індекси («с» або «р»). Часто в індексі вказується також, що приймається в даному конкретному рівнянні як визначальний розмір: довжина l або h – при вертикальній стінці або діаметр d (дійсний або еквівалентний). Тому числа подібності можуть бути написані, наприклад, так: $Re_{d,p}$; $Nu_{l,p}$; $Nu_{h,p}$ (або $Re_{d,c}$; $Nu_{l,c}$; $Nu_{h,c}$).

Узагальнені математичні залежності в процесах конвективного теплообміну. Головним завданням вивчення процесів теплообміну є визначення коефіцієнта тепловіддачі a для певних умов теплообміну. Цей коефіцієнт входить тільки у формулу числа Nu , тому рівняння конвективного теплообміну вирішується щодо цього числа, значення якого визначається числами Re , Pr , Gr . Число Nu в цих рівняннях є функцією, а решта – чотири параметри – незалежними змінними.

Ці чотири числа подібності достатньо повно характеризують процес конвективного теплообміну, і завдання зводиться до того, щоб знайти зв'язок між ними. Такі зв'язки були знайдені в результаті проведення великого числа експериментів.

Узагальнене рівняння конвективного теплообміну може бути написано у такому вигляді:

$$Nu = C Re^m Pr^n Gr^p \left(Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}. \quad (2.32)$$

Значення коефіцієнта C і показників степеня m , n , p розраховують дослідним шляхом для конкретних випадків конвективного теплообміну.

У рівнянні (2.32) складна залежність коефіцієнта тепловіддачі від великого числа фізичних величин (w_0, l_0, v, c, c_p, t та ін.) замінюється залежністю числа Nu тільки від трьох чисел подібності: Re , Gr і Pr .

Тепловіддача при обтіканні плоскої поверхні. Узагальнене рівняння (2.32) властиве для будь-яких випадків конвективного теплообміну. В окремому випадку, при вимушеному рухові рідини уздовж гладкої плити, узагальнене рівняння набуває вигляду

$$Nu_{l,p} = C Re_{l,p}^m Pr_p^n \left(Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}. \quad (2.33)$$

Тут визначальними величинами є швидкість потоку w_0 , температура унікаючого потоку t_p , довжина плити l .

Число Gr з цього рівняння виключено, оскільки при вимушеному русі рідини вільна конвекція відсутня або вона настільки незначна, що не робить помітного впливу на тепловіддачу.

За ламінарної течії ($Re_{l,p} < 5 \cdot 10^5$) розрахункове рівняння набуває вигляду:

$$Nu_{l,p} = 0,66 Re_{l,p}^{0,5} Pr_p^{0,33} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.34)$$

За турбулентної течії ($Re_{l,p} > 5 \cdot 10^5$)

$$Nu_{l,p} = 0,037 Re_{l,p}^{0,8} Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.35)$$

Визначенням $(Pr_p / Pr_c)^{0,25}$ враховується температурний натиск $(t_c - t_p)$. Чим менше цей натиск, тим більше $(Pr_p / Pr_c)^{0,25}$ наближається до одиниці.

Коли омиваючою рідиною є газ, то з розрахункового рівняння виключається відношення чисел Pr в ступені 0,25, оскільки число Pr для газів від температури не залежить.

Для повітря $Pr = 0,7$ і розрахункові рівняння для цього газу такі:
за ламінарної течії:

$$Nu_{l,p} = 0,57 Re_{l,p}^{0,5}. \quad (2.36)$$

за турбулентної течії:

$$Nu_{l,p} = 0,032 Re_{l,p}^{0,8}. \quad (2.37)$$

У рівняннях (2.34)–(2.37) температура стінки приймається постійною ($t_c - const$).

Тепловіддача при русі рідини в трубі. Узагальнені рівняння для середнього значення коефіцієнта тепловіддачі у разі вимушеного руху рідини по трубах мають вигляд:

а) за ламінарної течії ($Re_{d,p} < 2 \cdot 10^3$):

$$Nu_{d,p} = 1,4 (Re_{d,p} \cdot d / l)^{0,4} Pr_p^{0,33} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}; \quad (2.38)$$

б) за турбулентної течії ($Re_{d,p} > 10^4$):

$$Nu_{d,p} = 0,021 Re_{d,p}^{0,8} Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.39)$$

У рівняннях (2.38) і (2.39) визначальним розміром є внутрішній діаметр труби. Ці рівняння можуть застосовуватися до процесів протікання рідини по

прямих трубах не тільки круглого, але і квадратного, прямокутного, трикутного перетину, а також до пучків труб.

Якщо труба виконана у вигляді змійовика, то внаслідок відцентрових сил, що діють на частинки рухомої рідини, умови перемішування рідини поліпшуються і, отже, коефіцієнт тепловіддачі збільшується. Це враховується поправкою

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77d / R,$$

де d – діаметр труби;

R – радіус змійовика.

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі в змійовику становить

$$\alpha_R = \varepsilon_R \alpha.$$

Коефіцієнт тепловіддачі збільшується і в тих випадках, коли тепловіддача розраховується для коротких труб. У таких трубах на середнє значення коефіцієнта роблять помітний вплив покращені умови тепловіддачі на початковій ділянці труби, де відбувається формування потоку рідини. Це впливає тим сильніше, чим коротша труба.

Вплив початкової ділянки відзначається особливою поправкою: $\varepsilon_l = a_l / a$, яка наведена в табл. 9.1. Як бачимо при відношенні $l / d \geq 50$ вплив початкової ділянки труби можна не враховувати.

Таблиця 2.1

Поправка ε_l

$Re_{d,se}$	$\frac{l}{d}$							
	1	2	5	10	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,13	1,07	1,23	1,13
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,10	1,05	1,18	1,10
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,04	1,13	1,08
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,03	1,10	1,06
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,05	1,03

Тепловіддача при поперечному обтіканні труб. Розглянемо спочатку процес тепловіддачі при обтіканні поперечним потоком рідини одинарної труби. При такому обтіканні (рис.2.8) значення коефіцієнта α по колу труби неоднакове.

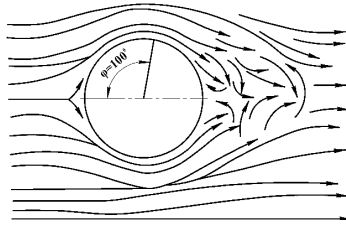


Рис.2.8. Обтікання одинарної труби поперечним потоком рідини

Максимальним значення коефіцієнта α зазвичай буває на лобовій частині труби (на рисунку – ліворуч), коли $\gamma = 0^\circ$. Мінімальним значення коефіцієнта α є при куту $\gamma = 100^\circ$, потім у зоні утворення вихрів цей коефіцієнт знову збільшується внаслідок кращого перемішування частинок оточуючої рідини.

Узагальнені рівняння для визначення середнього значення коефіцієнта тепловіддачі α по периметру труби впливають з рівняння (2.32) шляхом виключення з нього числа Грасгофа Gr, оскільки вільної конвекції рідини при вимушеному обтіканні труб немає.

Значення коефіцієнта C показників степені m і n визначається дослідним шляхом. Таким чином, розрахунковими рівняннями для даного випадку конвективного теплообміну є такі:

при $(\text{Re}_{d,p} < 10^3)$

$$\text{Nu}_{d,p} = 0,56 \text{Re}_{d,p}^{0,50} \text{Pr}_p^{0,36} \left(\text{Pr}_p / \text{Pr}_c \right)^{0,25}; \quad (2.40)$$

при $(\text{Re}_{d,p} > 10^3)$

$$\text{Nu}_{d,p} = 0,28 \text{Re}_{d,p}^{0,60} \text{Pr}_p^{0,36} \left(\text{Pr}_p / \text{Pr}_c \right)^{0,25}. \quad (2.41)$$

Для повітря обидва рівняння спрощуються і мають вигляд:

при $(\text{Re}_{d,p} < 10^3)$

$$\text{Nu}_{d,p} = 0,49 \text{Re}_{d,p}^{0,50}; \quad (2.42)$$

при $(\text{Re}_{d,p} > 10^3)$

$$\text{Nu}_{d,p} = 0,245 \text{Re}_{d,p}^{0,60}. \quad (2.43)$$

У рівняннях (2.40)–(2.43) визначальним розміром є діаметр труби. Всі величини, що входять у ці рівняння, слід визначати при середній температурі рідини.

Наведені розрахункові рівняння властиві тільки для круглих труб. Процес тепловіддачі для труб інших перетинів (квадратних, овальних тощо.) складніший.

Крім того, значення коефіцієнта тепловіддачі, що підраховуються по цих залежностях, відносяться до потоку рідини, який рухається перпендикулярно осі труби. При зменшенні кута атаки γ коефіцієнта α зменшується. (Кутом атаки в даному випадку є кут, що утворюється лінією напрямку потоку і віссю труби.)

Пучки труб. Якщо в поперечному потоці рідини розташована не одинарна труба, а пучок труб, то інтенсивність тепловіддачі залежатиме не тільки від чинників, що впливають на тепловіддачу одинарної труби, але і від взаємного розташування труб у пучку.

У практиці зазвичай застосовують коридорне і шахове розташування труб у пучку (рис.2.9).

Характеристикою пучка є відношення поперечного перетину S_1 і поздовжнього S_2 кроків до діаметра труб, тобто відношення S_1/d та S_2/d .

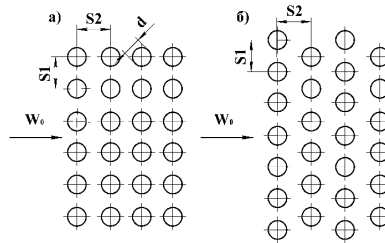


Рис.2.9. Пучки труб з коридорним (а) і шаховим (б) розташуванням труб

Тепловіддача в пучку багато в чому залежить також від руху рідини. За ламінарної течії набігаючого потоку і за малого значення числа Рейнольдса ($Re_{d,p} < 10^3$) такий же характер режиму руху може зберігатися і в потоці, рухомому в пучку. При $Re_{d,p} \approx 10^3 \dots 10^5$ і ламінарному режимі руху набігаючого потоку в пучку утворюється турбулентний режим, і, нарешті, при $Re_{d,p} > 10^5 \dots 2 \cdot 10^5$ турбулентний режим руху потоку встановлюється не тільки усередині пучка, але і в набігаючому потоці.

Таким чином, можна говорити про три режими обтікання поперечного пучка труб: ламінарний, змішаний і турбулентний.

У практичних умовах типовим явищем є змішаний режим ($Re = 10^3 \dots 10^5$), коли в набігаючому потоці зберігається ламінарна течія, яка в пучку перехо-

дить в турбулентний режим течії. У пучках з коридорним і шаховим розташуванням труб обмивання першого ряду труб мало чим відрізняється від умов обтікання одинарної труби, але в подальших рядах труб умови обтікання залежать і від їхнього взаємного розташування. Шахове розташування труб у пучку більше сприяє турбулізації омиваючого потоку рідини, ніж коридорне, а отже, і поліпшенню тепловіддачі.

Проте, незалежно від порядку розташування труб (коридорне або шахове), турбулізація потоку в пучку збільшується приблизно тільки до третього ряду, а далі залишається постійною. Відповідно до цього і значення коефіцієнта тепловіддачі збільшується тільки від першого до третього ряду труб, а починаючи з третього ряду, набуває постійного значення.

Якщо значення коефіцієнта тепловіддачі третього ряду (і подальших рядів) α_3 взяти за 1, то в шаховому пучку для першого і другого рядів труб коефіцієнт $\alpha_1 = 0,6$ і $\alpha_2 = 0,7$; при коридорному розташуванні труб $\alpha_1 = 0,6$ і $\alpha_2 = 0,9$.

Ці значення α_1 і α_2 є приблизними. Наприклад, якщо режим течії вже в набігаючому потоці турбулентний, то може бути, що $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \dots = \alpha_n$. Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі α по периметру труби для одного ряду труб залежно від їхнього розташування в пучку і від характеру руху рідини можуть бути підраховані рівняннями:

а) коридорне розташування труб у пучку:

при ($Re_{d,p} < 10^3$)

$$Nu_{d,p} = 0,56 Re_{d,p}^{0,50} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}; \quad (2.44)$$

при ($Re_{d,p} > 10^3$)

$$Nu_{d,e} = 0,22 Re_{d,e}^{0,65} Pr_e^{0,36} (Pr_e / Pr_n)^{0,25}. \quad (2.45)$$

б) шахове розташування труб:

при ($Re_{d,p} < 10^3$)

$$Nu_{d,p} = 0,56 Re_{d,p}^{0,50} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}; \quad (2.46)$$

при ($Re_{d,p} > 10^3$)

$$Nu_{d,p} = 0,40 Re_{d,p}^{0,60} Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.47)$$

Для повітря розрахункові рівняння такі:

а) коридорне розташування труб у пучку:

при ($Re_{d,p} < 10^3$)

$$Nu_{d,p} = 0,49 Re_{d,p}^{0,50}; \quad (2.48)$$

при ($Re_{d,p} > 10^3$)

$$(2.49) \quad Nu_{d,p} = 0,194 Re_{d,p}^{0,65}$$

б) шахове розташування труб у пучку:
при $(Re_{d,e} < 10^3)$

$$Nu_{d,p} = 0,49 Re_{d,p}^{0,50}; \quad (2.50)$$

при $(Re_{d,e} > 10^3)$

$$Nu_{d,p} = 0,35 Re_{d,p}^{0,60}. \quad (2.51)$$

Рівняння (2.44)–(2.51) властиві для потоку рідини, спрямованого перпендикулярно трубам у пучку. Для інших кутів атаки цей коефіцієнт зменшується. Відповідні значення поправки ε_ζ залежно від кута атаки ζ в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Поправка ε_ζ залежно від кута атаки ζ

$\zeta, ^\circ$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ζ	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

При розрахунках тепловіддачі в пучках труб середнє значення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{пуч}$ для всього пучка, що складається з n рядів, визначається за рівнянням

$$\alpha_{пуч} = \frac{\alpha_1 \cdot F_1 + \alpha_2 \cdot F_2 + \alpha_3 \cdot F_3 + \dots + \alpha_n \cdot F_n}{F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n},$$

де $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ – сумарні площі поверхні нагріву відповідно в першому, другому та інших рядах; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$ – коефіцієнт тепловіддачі в трубах цих рядів.

Тепловіддача за вільної (природної) конвекції. Вільний рух рідини є наслідком різниці щільності холодних (більш важких) і нагрітих (більш легких) частинок рідини. При цьому нагріті частинки піднімаються, а холодні опускаються; у такий спосіб виходить природна циркуляція рідини. Така циркуляція використовується для обігріву приміщень опалювальними приладами (наприклад, батареями центрального опалювання).

Для знаходження середнього значення коефіцієнта тепловіддачі при вільному русі рідини на великих просторах отримані узагальнені залежності:

а) для ламінарного режиму течії при горизонтальних трубах у межах значення $10^3 < Gr_{d,p} \cdot Pr_p < 10^8$

$$Nu_{d,p} = 0,50 (Gr_{d,p} \cdot Pr_p)^{0,25} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}; \quad (2.52)$$

б) для ламінарного режиму при вертикальних поверхнях труб, плоских стінок у межах значення $10^3 < Gr_{d,p} \cdot Pr_p < 10^9$

$$Nu_{d,p} = 0,76 (Gr_{d,p} \cdot Pr_p)^{0,25} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}; \quad (2.53)$$

в) для турбулентного режиму при вертикальних поверхнях труб, плоских стінок, коли $Gr_{d,p} \cdot Pr_p < 10^9$

$$Nu_{d,p} = 0,15 (Gr_{d,p} \cdot Pr_p)^{0,33} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.54)$$

У рівнянні (2.52) для горизонтальних труб характерним розміром є $l_0 = d$, а в рівняннях (2.53) і (2.54) – для вертикальних і плоских установок; $l_0 = h$. Визначальна температура (в усіх трьох випадках) – температура навколишнього середовища t_w .

Тепловідача при кипінні рідини. Розрізняють два режими кипіння: *бульбашковий* і *плівковий*. Якщо температура поверхні теплообміну t_c вище за температуру кипіння t_s на поверхні, виникають бульбашки пари в так званих центрах пароутворення – нерівностях самої стінки. Досягнувши певних розмірів, залежних від змочуючої здатності рідини, бульбашки пари відриваються від поверхні і спливають, а на їхньому місці виникають нові бульбашки. При бульбашковому кипінні рух бульбашок після відриву їх від поверхні, що обігрівається, як і зростання бульбашок до відриву, призводить до інтенсивної циркуляції і перемішування рідини в граничному шарі і в результаті посилюється тепловідача від поверхні стінки до рідини.

Зі збільшенням температурного напору Δt , що дорівнює різниці $t_c - t_s$, збільшується число центрів пароутворення і з бульбашок пари утворюється суцільна плівка, що являє собою великий термічний опір тепловідачі від стінки до рідини. При цьому, так званому, *плівковому режимі* кипіння, збільшується температурний натиск і різко зменшується коефіцієнт тепловідачі.

Усе це погіршує умови відведення теплоти від гріючої твердої стінки і може призвести до перегріву і далі до її перепалу. Тому теплообмінні апарати, в яких відбувається процес кипіння, розраховуються так, щоб кипіння було бульбашковим. Перехід від бульбашкового кипіння до плівкового називається *критичним*.

Для бульбашкового режиму кипіння води рекомендуються такі дослідницькі формули при тиску в межах 0,1...4 Мпа

$$a = 4,44 q^{0,7} p^{0,15}; \quad (2.55)$$

$$a = 109 \Delta t^{2,33} p^{0,5}, \quad (2.56)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

q – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м²;

p – тиск пари, МПа;

$\Delta t = t_c - t_s$ – температурний натиск, К.

Тепловіддача при конденсації пари. Розрізняють два види конденсації: *краплинна* і *плівкова*. При зіткненні чистої пари зі змочуваною поверхнею охолодження обов'язково утворюється плівкова конденсація. Краплинна конденсація утворюється в двох випадках: якщо конденсуюча рідина не змочує поверхню охолодження і якщо в парі, що конденсується, є домішки масла, гасу або яких-небудь інших речовин, які осідають на поверхні охолодження, утворюючи ділянки, покриті незмочуваною плівкою. На таких ділянках тепловіддача від пари до поверхні теплообміну виявляється в 15...20 разів менше, ніж тепловіддача до чистої поверхні теплообміну. Тому необхідно прагнути до того, щоб пара, відпрацьована, наприклад, у парових турбінах або машинах, поступала в конденсатор чистою, без домішок, що погіршують умови конденсації.

Розрахунок теплообмінних пристроїв, в яких відбувається конденсація пари, ведеться з припущенням, що конденсація – плівкова.

Тепловіддача при плівковій конденсації може бути визначена з рівняння Ньютона Ріхмана (2.22). Маючи на увазі, що щільність теплового потоку $q = Q/F$, рівняння Ньютона Ріхмана можна представити і в такому вигляді:

$$q = \alpha (t_p - t_c).$$

Тут середнє значення коефіцієнта α при конденсації пари на вертикальній стінці або вертикальній трубі невеликої висоти може бути визначене за формулою

$$\alpha = 0,943 A \varepsilon_i / \sqrt[3]{h \Delta t}; \quad (2.57)$$

якщо ж конденсація відбувається на горизонтальній поверхні (трубі), то

$$\alpha = 0,728 A \varepsilon_i / \sqrt[3]{d_n \Delta t}, \quad (2.58)$$

де $\Delta t = t_p - t_c$ – температурний натиск, К;

h – висота труби або вертикальної стінки, м;

A – поправка, що враховує фізичні властивості рідини (значення A для води наведені в табл. 2.3);

d_t – зовнішній діаметр труби, або довжина поверхні, м; ε_t – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей рідини від її температури (значення ε_t для води – табл. 2.4).

Таблиця 2.3

Поправка A для води									
$t_s, ^\circ C$	100	120	150	180	210	250	280	310	340
p_t, MPa	0,101	0,199	0,476	1,00	1,91	3,98	6,42	9,87	14,61
$A \cdot 10^{-3}$	12,2	12,7	13,0	13,2	13,0	12,3	11,0	9,8	7,9

Таблиця 2.4

Поправка ε_t для води					
$\Delta t, K$	p, MPa				
	0,1	0,5	1	10	15
10	0,985	0,990	0,990	1,01	1,02
20	0,967	0,982	0,985	1,01	1,03
50	0,900	0,950	0,960	1,02	1,04

Затання для самоконтролю

1. Що таке тепловіддача?
2. Закон Ньютона -Ріхмана, коефіцієнт тепловіддачі, його розмірність і фізичний зміст.
3. Які зустрічаються режими руху рідини і їхня відмінність?
4. З'ясуйте умови, які лежать в основі теорії подібності. Що таке числа (критерії) подібності?
5. Що визначають числа подібності Nu , Re , Pr , Gr ?
6. Розкажіть про визначальний розмір. Визначальну температуру?
7. Поясніть узагальнене рівняння конвективного теплообміну.
8. Від яких критеріїв залежить критерій Nu за вимушеного перебігу рідини?
9. Як змінюється значення коефіцієнтів тепловіддачі по периметру одинарної труби, обтічної поперечним потоком рідини?
10. Яке розташування труб застосовують у пучках і при якому з них більш інтенсивна тепловіддача?

11. Від яких критеріїв залежить критерій Nu за природної (вільної) конвекції?

12. Які режими кипіння розрізняють і при якому з них більш інтенсивна тепловіддача?

13. Які види конденсації розрізняють і при якому з них більш інтенсивна тепловіддача?

2.3 Променевий теплообмін

Теплове випромінювання є результатом перетворення внутрішньої енергії тіл в енергію електромагнітних коливань. При попаданні теплових променів (хвиль) на інше тіло їхня енергія частково поглинається ним, знову перетворюючись на внутрішню енергію. Так здійснюється променистий теплообмін між тілами.

Теплове випромінювання, як процес розповсюдження електромагнітних хвиль, характеризується довжиною хвилі λ та частотою коливань ν . При цьому хвилі розповсюджуються зі швидкістю світла $c = 3 \cdot 10^8$ м/с, а $\nu = c / \lambda$.

Усі види електромагнітного випромінювання мають однакову природу, тому класифікація випромінювання по довжині хвилі, залежно від виробленого ними ефекту, носить лише умовний характер. При температурах, з якими зазвичай мають справу в техніці, основна кількість енергії випромінюється при λ від 0,8 до 80 мкм. Ці промені прийнято називати *тепловими (інфрачервоними)*. Велику довжину мають радіохвилі, меншу – хвилі видимого (світлового) випромінювання (0,4...0,8 мкм).

Тепловий потік, що випромінюється на всіх довжинах хвиль з одиниці поверхні тіла по всіх напрямках, називається *поверхневою щільністю потоку* інтегрального випромінювання E , Вт/м².

Випромінювальна здатність визначається природою даного тіла і його температурою. Це – власне випромінювання тіла.

Оскільки світло і теплове випромінювання мають однакову природу, між ними багато спільного. Частина енергії випромінювання $E_{\text{над}}$, що падає на тіло (рис.2.10.), поглинається (E_A), частина відбивається (E_R) і частина проникає крізь нього (E_D) у такий спосіб:

$$E_A + E_R + E_D = E_{\text{над}}. \quad (2.59)$$

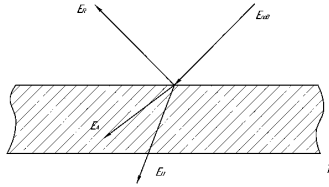


Рис.2.10. Розподіл енергії випромінювання, що падає на тіло

Це рівняння теплового балансу можна записати в безрозмірній формі:

$$\dot{A} + R + D = 1. \quad (2.60)$$

Величина $A = E_A / E_{\text{пад}}$ називається *коефіцієнтом поглинання*, $R = E_R / E_{\text{пад}}$ – коефіцієнтом віддзеркалення, $D = E_D / E_{\text{пад}}$ – коефіцієнтом пропускання.

Тіло, що поглинає все падаюче на нього випромінювання, називається *абсолютно чорним*. Для цього тіла $\dot{A} = 1$. Тіла, для яких коефіцієнт $0 < A < 1$ і не залежить від довжини хвилі падаючого випромінювання, називаються *сірими*. Для *абсолютно білого тіла* $R = 1$, для *абсолютно прозорого* $D = 1$.

Тверді і рідкі тіла здебільшого випромінюють енергію всіх довжин в інтервалі від 0 до ∞ , тобто мають суцільний спектр випромінювання (хоча найбільша кількість енергії випускається в межах довжин від 0,8 до 80 мкм). Чисті (неокиснені) метали і гази характеризуються вибіркоvim – *селективним випромінюванням*, тобто випромінюють енергію тільки певних довжин хвиль.

Сума потоків власного і відбитого тілом випромінювання називається його *ефективним випромінюванням*:

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}}. \quad (2.61)$$

Сумарний процес взаємного випускання, поглинання, віддзеркалення і пропускання енергії випромінювання в системах тіл називається променистим теплообміном.

Закон Планка встановлює розподіл інтенсивності випромінювання по різних ділянках спектра довжин хвиль λ . Виділимо ділянку $d\lambda$ у межах точки λ_i спектра (рис.2.11). У цьому інтервалі довжин хвиль випромінюється енергія dE . Величина $I_{\lambda_i} = dE / d\lambda$ характеризує інтенсивність випромінювання на даній довжині хвилі λ_i і називається *спектральною щільністю потоку випромінювання*.

Зв'язок спектральної щільності потоку випромінювання абсолютно чорного тіла $I_{0\lambda}$ (надалі всі характеристики абсолютно чорного тіла записуватимемо з індексом «нуль») з довжиною хвилі випромінювання λ і абсолютною температурою тіла був встановлений у 1900 р. М.Планком:

$$I_{0\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{(e^{c_2/\lambda T} - 1)}. \quad (2.62)$$

У цьому виразі $c_1 = 3,47 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2$ і $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К}$ – постійне випромінювання; e – основа натуральних логарифмів.

Графічно закон Планка наведено на рис.2.11.

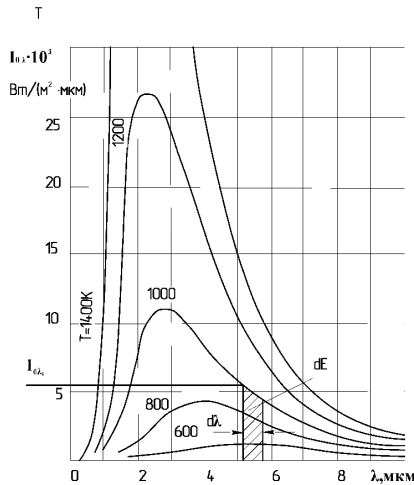


Рис.2. 11. Спектральна щільність потоку випромінювання як функція довжини хвилі за різних температурах

Закон Віна. З рис.2.11 і формули (2.62) видно, що щільність потоку випромінювання $I_{0\lambda}$ зростає від нуля при $\lambda = 0$ до максимуму за певної довжини хвилі λ_M і знову прагне до нуля при $\lambda \rightarrow \infty$.

В. Він у 1893 р. встановив, що добуток $T\lambda_M$ є величина постійна:

$$T\lambda_M = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (2.63)$$

З виразу (2.63) $\lambda_M = 2,898/T \cdot 10^3$,

звідки випливає, що зі зростанням температури максимум випромінювання виходить у бік коротких хвиль.

Закон Стефана-Больцмана. На рис.2.11 площа заштрихованого прямокутника дорівнює добутку $I_{0\lambda} \cdot d\lambda$, визначає поверхневу щільність потоку випромінювання абсолютно чорного тіла $dE_0 = I_{0\lambda} \cdot d\lambda$ в діапазоні довжин хвиль від λ_i до $\lambda_i + d\lambda$.

Поверхнева щільність потоку інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла E_0 визначається додаванням dE по всіх довжинах хвиль, тобто площею під кривою для даної температури тіла

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{0\lambda} d\lambda.$$

Підставивши сюди $I_{0\lambda}$ з формули 10.4 і провівши інтегрування, отримаємо вираз

$$E_0 = \sigma_0 T^4. \quad (2.64)$$

Тут $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана - Больцмана.

Формула (2.64) була отримана дослідним шляхом у 1879 р. І. Стефаном і теоретично обґрунтована у 1881 р. Л.Больцманом.

Для технічних розрахунків закон Стефана – Больцмана записується у вигляді

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.65)$$

де $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – називається *випромінювальною здатністю абсолютно чорного тіла*.

Тіла, з якими ми маємо справу на практиці, випромінюють менше теплової енергії, ніж абсолютно чорне тіло за тієї самої температури. Якщо вони випромінюють на всьому діапазоні спектра довжин хвиль, вони, як уже згадувалося, називаються *сіримі*. Відношення поверхневої щільності потоку власного інтегрального випромінювання E даного тіла до поверхневої щільності потоку інтегрального випромінювання E_0 абсолютно чорного тіла за тієї самої температури називається ступенем чорноти:

$$\varepsilon = E / E_0. \quad (2.66)$$

Закон Стефана–Больцмана для реального тіла:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot C_0 (T / 100)^4 = C(T / 100)^4. \quad (2.67)$$

Тут $C = \varepsilon \cdot C_0$ – *випромінювальна здатність сірого тіла*, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Ступінь чорноти ε змінюється для різних тіл від нуля до одиниці та залежить від матеріалу, стану поверхні, температури.

Закон Кіргофа встановлює кількісний зв'язок між енергіями випромінювання і поглинання для сірого і абсолютно чорного тіла.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \dots = \frac{E_0}{1} = E_0. \quad (2.68)$$

Ця залежність, отримана Г. Кіргофом у 1882 р., є загальним записом закону.

Відповідно до закону Кіргофа відношення енергії випромінювання до коефіцієнта поглинання не залежить від природи тіла і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла за тієї самої температури. Чим більше коефіцієнт поглинання, тим більше для цього тіла і енергія випромінювання. Якщо тіло мало випромінює, то воно мало і поглинає. Абсолютно біле тіло не здатне випромінювати і поглинати енергію.

Із закону Кіргофа випливає, що ступінь чорноти ε при одній і тій же температурі дорівнює коефіцієнту поглинання A :

$$\varepsilon = A. \quad (2.69)$$

Закон Ламберта. Закон Стефана-Больцмана визначає кількість енергії, що випромінюється тілом у всіх напрямках. Проте інтенсивність залежить від його напрямку, визначеного кутом τ , який воно утворює з нормаллю до поверхні. І. Ламбертом у 1760 р. було встановлено, що максимальне випромінювання \dot{A}_τ має місце в напрямку нормалі до поверхні. Кількість енергії E_τ , випромінюваної під кутом τ до нормалі, пропорційно косинусу кута τ :

$$E_\tau = E_n \cos \tau. \quad (2.70)$$

Із формули випливає, що інтенсивність випромінювання уздовж поверхні (при $\tau = 90^\circ$) дорівнює нулю.

Теплообмін випромінюванням системи тіл у прозорому середовищі

Розглянемо теплообмін між двома одиничними (по 1 м^2) поверхнями, зверненими одна до одної з невеликим зазором (рис.2.12), причому $T_1 > T_2$. У цій системі E_1 – енергія власного випромінювання першого тіла на друге, E_2 – другого на перше. Простежимо за витрачанням енергії власного випромінювання 1-го тіла. Після попадання E_1 на друге тіло частина її $E_1 A_2$ поглинається другим тілом, частина $E_1 - E_1 A_2 = E_1(1 - A_2)$ відбивається знову на перше тіло, де частка $E_1(1 - A_2) \cdot A_1$ відбитого випромінювання поглинається, а частка $E_1(1 - A_2) \cdot (1 - A_1)$ відбивається на друге тіло, і так до безкінечності. Так само чином можна простежити за витрачанням енергії E_2 власного випромінювання другого тіла.

Щоб не підсумовувати нескінченну кількість поступово затухаючих потоків енергії, скористаємося поняттям ефективного випромінювання $E_{\text{эф}}$, представленого виразом (2.12). Для непрозорого тіла при $D = 0$ та $R=1-A$ вираз запишеться у вигляді $E_{\text{эф}} = E + E_{\text{нав}}(1-A)$.

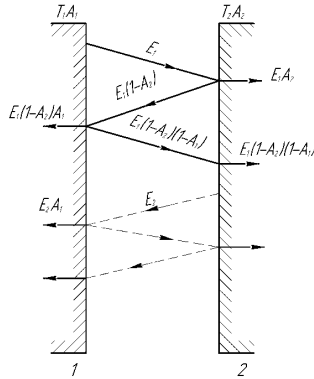


Рис.2.12. Схема променистого теплообміну між двома тілами

Кожне з даних тіл має ефективне (повне) випромінювання, відповідно $E_{\text{эф1}}$ і $E_{\text{эф2}}$. Для першого тіла $E_{\text{эф2}}$ є падаючим випромінюванням, тому

$$E_{\text{эф1}} = E_1 + E_{\text{эф2}}(1 - A_1). \quad (2.71)$$

Величина $E_{\text{эф2}}(1 - A_1)$ тут автоматично враховує нескінченну суму відбитих першим тілом потоків. Аналогічно для другого тіла

$$E_{\text{эф2}} = E_2 + E_{\text{эф1}}(1 - A_2). \quad (2.72)$$

Щільність результуючого теплового потоку від першого тіла до другого дорівнює:

$$q_{1,2} = E_{\text{эф1}} - E_{\text{эф2}}. \quad (2.73)$$

Підставляючи знайдені зі сумісного вирішення рівнянь (2.71) та (2.72) значення $E_{\text{эф1}}$ та $E_{\text{эф2}}$ у вираз (2.73), отримаємо:

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (2.74)$$

Замінивши величини E_1 та E_2 формулою (2.67), отримаємо:

$$q_{1,2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (2.75)$$

Величина

$$\frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \varepsilon_{np} \quad (2.76)$$

називається *приведеним ступенем чорноти*. З урахуванням ε_{np} і виразу (2.75) формулу для повного теплового потоку запишемо у вигляді:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.77)$$

де F – площа теплообмінної поверхні, однакова в нашому випадку для обох тіл.

Із формули (2.76) видно, що ε_{np} змінюється від нуля до одиниці, залишаючись завжди менше ε_1 і ε_2 .

На практиці часто має місце випадок, коли одна поверхня знаходиться всередині іншої з великим зазором (рис.2.13). На відміну від теплообміну між близько розташованими поверхнями однакової величини тут лише частина випромінювання поверхні F_2 потрапляє на F_1 . Решта енергії сприймається самою ж поверхнею F_2 . Кількість випроміненої внутрішнім тілом зовнішньому тілу теплоти можна також визначити за формулою (2.77), якщо замість F підставити поверхню меншого тіла F_1 , а наведений ступінь чорноти обчислити за формулою

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (2.78)$$

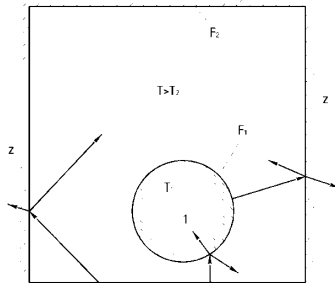


Рис.2.13. Схема променистого теплообміну між тілами в обмеженому просторі

Випромінювання газів. Одноатомні і двоатомні гази вважаються прозорими, оскільки їм властиве мале випромінювання, а отже, і мала поглинальна здатність. Трьохатомні (CO_2, H_2O, SO_2 та ін.) і багатоатомні гази володіють значними випромінювальною і поглинальною здібностями, а їхнє випромінювання відіграє велику роль як в топкових пристроях, де вони утворюються при згорянні палива, так і в трубах газоходів котельного агрегату, в яких вони рухаються за високих температур. Спектри випромінювання трьохатомних газів мають різко виражений селективний, тобто вибірковий, характер, оскільки вони, на відміну від сірих тіл, поглинають і випромінюють енергію тільки в певних інтервалах довжин хвиль, розташованих у різних частинах спектра.

Розрахунок теплообміну випромінюванням між газом і стінками каналу, по якому рухається газ, дуже складний: його виконують за допомогою графіків і таблиць [5, 6].

Коефіцієнт тепловіддачі випромінювання можна визначити за формулою:

$$a_\lambda = \frac{\varepsilon_c C_0}{T_c - T_c} [\varepsilon_\lambda (T_\lambda / 100)^4 - \varepsilon_c (T_c / 100)^4], \quad (2.79)$$

де a_λ – коефіцієнт тепловіддачі випромінювання, Вт/(м²·К);

ε_c^l – ефективний ступінь чорноти поглинальних поверхонь, що враховує випромінювання газів,

$$\varepsilon_c^l = 0,5(\varepsilon_c + 1), \quad (2.80)$$

де ε_c – ступінь чорноти поглинальних поверхонь;

ε_λ – сумарний ступінь чорноти газів при температурі поглинальної поверхні:

$$\varepsilon_\lambda \approx \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O}, \quad (2.81)$$

де ε_{CO_2} та ε_{H_2O} – ступені чорноти вуглекислого газу і водяної пари;

β – коефіцієнт похибки, який враховує парціальний тиск водяних парів;

T_c – середня температура поглинальної поверхні, К;

T_λ – середня температура газів, визначена за формулою

$$T_\lambda = 0,5(T_c^i + T_c^k) + \frac{(T_\lambda^i - T_c^i) - (T_\lambda^k + T_c^k)}{2,31 \lg(T_\lambda^i - T_c^i) / (T_\lambda^k + T_c^k)}, \quad (2.82)$$

де T_c^i і T_c^k – початкова і кінцева температури поглинальної поверхні стінки, К;

T_λ^i і T_λ^k – початкова і кінцева температури газів, К, відповідно, К.

2.4 Теплообмінні апарати

Теплообмінний апарат (теплообмінник) – це пристрій, в якому здійснюється процес передачі тепла від одного теплоносія до іншого.

За принципом дії теплообмінні апарати поділяють на рекуперативні, регенеративні і змішувальні.

Рекуперативними називаються такі апарати, в яких тепло від гарячого теплоносія до холодного передається через стінку, що розділяє їх. Прикладом таких апаратів є парові котли, підігрівачі, конденсатори, радіатори та ін.

До регенеративних належать такі апарати, в яких одна і та сама поверхня нагріву омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. При протіканні гарячої рідини тепло сприймається стінками апарату і в них акумулюється; у разі протікання холодної рідини таке закумульоване тепло нею сприймається. Прикладом таких апаратів є регенератори мартенівських і склопластикових печей, повітряні підігрівачі доменних печей та ін.

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

Процес теплопередачі у *змішувальних* апаратах відбувається шляхом безпосереднього зіткнення і змішування гарячого і холодного теплоносіїв. У цьому випадку теплопередача перебігає одночасно з матеріальним обміном. Прикладом таких теплообмінників є баштові охолоджувачі (градирні), теплогенератори.

Рідина, що нагріває, і рідина, що нагрівається, у поверхневих теплообмінних апаратах, можуть рухатися за різними схемами (рис.2.16).

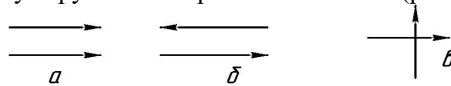


Рис.2.16. Схеми руху робочих рідин у теплообмінних апаратах

На цьому рисунку напрям руху рідини вказано стрілками. Так, на рис.2.16, а схема належить до випадку, коли рідина, що нагріває, і рідина, що нагрівається, рухаються в одному напрямку. Такий рух рідини називається прямою течією. На рис.2.16, б показана протитечія, коли обидві рідини рухаються в протилежних напрямках. У деяких апаратах одна з рідин рухається по трубках та омивається поперечним потоком іншої рідини. Такий рух називається перехресним струмом (рис.2.16, в).

Незважаючи на відмінності в принципі дії і конструктивній будові, основи теплового розрахунку однакові для всіх теплообмінних апаратів.

Тепловий розрахунок теплообмінного апарату може бути конструктивним, метою якого є визначення поверхні теплообміну, і перевірковим, при якому встановлюється режим роботи апарату і визначаються кінцеві температури теплоносіїв.

В основу теплового розрахунку поверхневого теплообмінного апарату покладені: 1) рівняння теплового балансу; 2) рівняння теплопередачі.

Тепловий потік у теплообмінному апараті може бути визначений з рівняння теплового балансу як потік теплоти, відданий нагрівальною рідиною,

$$Q = m_1^* c_{p1} (t_1^* - t_1^*), \quad (2.90)$$

або як потік теплоти, прийнятий розігрівальною рідиною,

$$Q = m_2^* c_{p2} (t_2^* - t_2^*). \quad (2.91)$$

Отже, рівняння теплового балансу для теплообмінного апарату за відсутності зовнішніх теплових втрат має вигляд:

$$Q = m_1^* c_{p1} (t_1^* - t_1^*) = m_2^* c_{p2} (t_2^* - t_2^*), \quad (2.92)$$

або

$$Q = m_1^* (h_1^* - h_1^*) = m_2^* (h_2^* - h_2^*), \quad (2.93)$$

де m_1^* і m_2^* – масові втрати рідини, що нагрівається, кг/с;

t_1^* і t_1^* – початкова і кінцева температури нагрівальної рідини, °С;

t_2^* і t_2^* – початкова і кінцева температури рідини, що нагрівається, °С;

c_{p1} і c_{p2} – питомі ізобарні теплоємності нагрівальних рідин в інтервалах температур $t_1^* - t_1^*$ і $t_2^* - t_2^*$, відповідно, Дж/(кг·К);

h_1^* і h_1^* – початкова і кінцева питомі ентальпії нагрівальної рідини, Дж/кг;

h_2^* і h_2^* – початкова і кінцева питомі ентальпії рідини, що нагрівається, Дж/кг.

Рівняння теплопередачі для теплообмінного апарату має вигляд:

$$Q = kF \overline{\Delta t}, \quad (2.94)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні нагріву теплообмінного апарату, м²;

$\overline{\Delta t}$ – середня різниця температур нагрівальних рідин, залежна в основному від їхніх початкових і кінцевих температур і схеми теплообміну (прямоточного, протиточного, перехресного, змішаного та ін.), °С.

Середня різниця температур. Якби в теплообмінному апараті на всьому шляху руху нагрівальної рідини різниця температур була однаковою (могло бути тільки за прямого току), то в рівнянні (2.94) замість $\overline{\Delta t}$ можна було підставити величину Δt . Проте в практичних умовах так трапляється лише в рідкісних випадках, а, як правило, різниця температур Δt уздовж потоків рідин, що

беруть участь у теплообміні, різна. Звернемося до рис.2.16, на якому в координатній системі температура (по осі ординат) – площа поверхні нагріву апарату (по осі абсцис) графічно представлений характер зміни температур – нагрівачою рідині кривими A1B1 і A2B2, відповідно. На рис.2.17, а показані криві для прямогоку, а на рис.2.17, б – для протитечії.

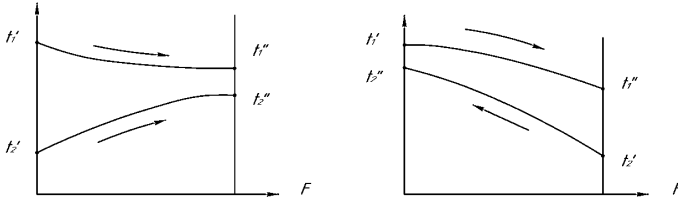


Рис.2.17. Зміна температур нагрівачою рідин, за прямогоку (а) і протитечії (б) в осях $t-F$

Як бачимо, за протитечії і за прямогоку різниця температур $t_{\Delta O} > t_{\Delta E O}$. Тому в розрахунки, що відносяться до теплообміну, доводиться вводити деяку середню різницю температур (середній перепад температур). У тих випадках, коли співвідношення температур при теплообміні для нагрівачою потоків рідин невеликі (коли $t_1' / t_1'' < 2$ та $t_2' / t_2'' < 2$), лінії A1B1 та A2B2 можна вважати за прямі і в цьому випадку середню різницю температур рідин, що беруть участь у теплообміні, можна обчислити як середню арифметичну різницю температур:

$$\overline{\Delta t} = 0,5(t_1' + t_1'') - 0,5(t_2' + t_2'').$$

У випадках, коли наведені вище співвідношення температур більше 2, то для прямооточної і протиточної схем середню різницю температур нагрівачою рідин визначають як середню логарифмічну різницю температур за формулою (2.95):

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{BX} - \Delta t_{BHX}}{2,31 \lg(\Delta t_{BX} / \Delta t_{BHX})}, \quad (2.95)$$

де t_{BX}, t_{BHX} – різниця температур при вході і виході, °С:

для прямогоку:

$$\Delta t_{BX} = t_1' - t_2'; \Delta t_{BHX} = t_1'' - t_2'' \quad (2.95, a)$$

для протитечії:

$$\Delta t_{BX} = t_1' - t_2''; \Delta t_{BHX} = t_1'' - t_2'. \quad (2.95, б)$$

У теплових розрахунках важливе значення має поняття про так званий водяний еквівалент теплоносія W , Вт/К; чисельна величина, яка являє собою кількість води, яка по теплоємності пропорційна теплоємності масової витрати даного теплоносія в одиницю часу,

$$W = m^* c_p, \quad (2.96)$$

де $m^* = \rho \omega F$ – масова витрата теплоносія;

ρ – щільність теплоносія;

ω – швидкість теплоносія;

F – перетин каналу.

Якщо водяний еквівалент ввести в рівняння теплового балансу (2.92), то воно набуває вигляду:

$$Q = W_1(t_1^* - t_1^*) = W_2(t_2^* - t_2^*); \quad (2.97)$$

звідки
$$\frac{t_1^* - t_1^*}{t_2^* - t_2^*} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{W_2}{W_1}. \quad (2.98)$$

Останнє означає, що відношення зміни температур робочих рідин обернено пропорціональне до відношення їхніх водяних еквівалентів.

Запитання для самоконтролю

1. Природа променевої енергії. Як розрізняються промені між собою?
2. Що називається коефіцієнтом поглинання, віддзеркалення, пропускання?
3. Що називається ефективним випромінюванням тіла?
4. Розкажіть про основні закони променевого теплообміну: Планка, Віна, Стефана–Больцмана, Кирхгофа, Ламберта.
5. Сірі тіла. Що називається ступенем чорноти?
6. Променистий теплообмін між паралельними пластинами.
7. Теплообмін випромінюванням між тілами в замкненому просторі.
8. Які гази мають випромінювальну здатність?
9. Що відносно про коефіцієнт тепловіддачі при випромінюванні?
10. Що називається теплопередачею?
11. Охарактеризуйте коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку, його розмірність і фізичний зміст.
12. Що називається повним термічним опором теплопередачі? З яких величин він складається?
13. Лінійний коефіцієнт теплопередачі через циліндрову стінку, його розмірність, фізичний зміст.
14. Що називається повним лінійним термічним опором теплопередачі; і з яких величин він складається?

15. Чому для циліндричної стінки тепловий потік відносять до одиниці довжини труби, а не до одного м² поверхні, як для плоскої стінки?

16. Що називається теплообмінним апаратом? Класифікація теплообмінних апаратів за принципом дії.

17. За якими схемами здійснюється рух рідин у поверхневих теплообмінниках?

18. Основні розрахункові рівняння теплообмінних апаратів: рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі.

19. Як визначається середня арифметична і середня логарифмічна різниці температур?

20. Що таке водяний еквівалент?

21. Графіки зміни температур рідин у теплообміннику за прямогоку і протитечії.

2.5 Енергоспоживання переробних підприємств

Теплоенергетичне господарство сільськогосподарських та переробних підприємств включає виробництво або отримання ззовні різних видів енергії, її розподіл між об'єктами і споживання. До основних видів енергії, використовуваної на переробних підприємствах, окрім електричної, відносяться пара, гаряча вода і стиснуте повітря. Пара і гаряча вода витрачаються на опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання. Парова енергія використовується для сушіння зерна, випікання хліба, нагрівання води у ваннах та ін. На приведення в дію пневматичного інструменту, випробування механізмів, роботу пневматичних підйомних пристроїв, фарборозпилювачів витрачається стисле повітря. Пара і гаряча вода виробляються у виробничо-опалювальних котельних установках, стиснуте повітря – в компресорних установках.

У перевантажувальній техніці (автонавтажувачі, крани і таке інше) як первинні двигуни разом з електричними широко використовуються теплові двигуни, зокрема двигуни внутрішнього згоряння, що перетворюють теплову енергію в механічну.

Основними споживачами палива на підприємствах галузі є опалювальні котельні (рис.2.18). На підприємствах експлуатується понад 2000 котлів різних марок. У котельнях встановлені в основному парові котли. Тиск у котлах зазвичай не перевищує 1,3 МПа. На багатьох підприємствах у котельнях одночасно з паровими розміщують водогрійні котли різних типів. Одним із показників, що характеризують режим роботи і технічний стан котельних, є коефіцієнт використання номінальної потужності котельні K_n , рівний відношенню річного тепловиробництва котельної до її номінальної встановленої

теплової потужності за той же період. Цей коефіцієнт характеризує напруженість роботи котельні, її резерви і зумовлює вартість котельної теплоенергії, що відпускається.

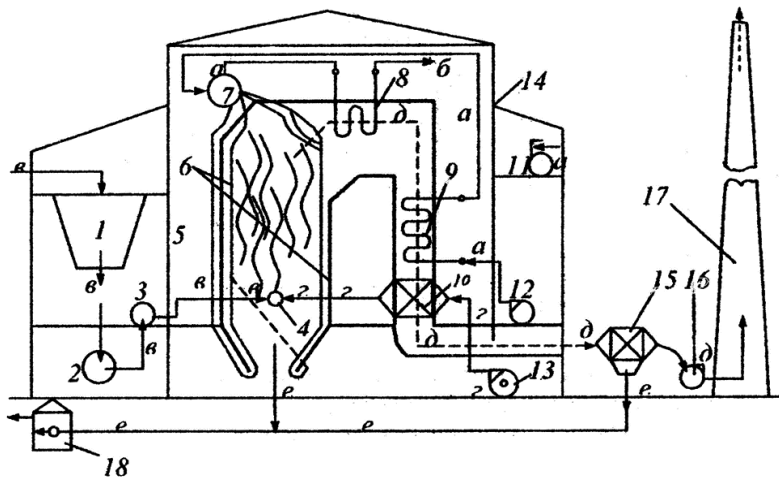


Рис.2.18. Загальна схема котельної установки:

- 1 – бункер палива; 2 – вуглепомельний млин; 3 – вентилятор млинків;
- 4 – паливник; 5 – контур топки і газоходів; 6 – екрани топки; 7 – барабан; 8 – пароперегрівник; 9 – водяний економайзер; 10 – підігрівник повітря; 11 – деаератор із баком запасу води; 12 – живильний насос; 13 – вентилятор; 14 – контур будинку котельні (приміщення котельного відділення); 15 – золоуловлювальний пристрій; 16 – димосос; 17 – димова труба; 18 – пристрій накопичення золи і шлаку; а – димовий тракт; б – перегріта пара; в – паливний тракт; г – шлях руху повітря; д, е – шлях золи і шлаку.

Істотна нерівномірність графіків завантаження котельні протягом року і доби зумовлюють низькі значення цього коефіцієнта від 0,2 до 0,5. Чим нижче значення K_n , тим вище вартість теплової енергії, що відпускається. Підвищити вказаний коефіцієнт можливо збільшенням часу роботи котлів і підвищенням їхнього питомого паро- або теплознімання з поверхні нагріву.

У багатьох випадках теплове постачання ремонтно-експлуатаційних баз і житлового фонду здійснюється від дрібних опалювальних котелень з добовою витратою палива менше 2 т. Наявність дрібних теплоджерел приводить до

збільшення витрат енергії на отримання теплоти, збільшення капітальних вкладень на їхнє будівництво і експлуатацію. Більшість цих котелень обладнані чавунними котлами, що працюють на твердому паливі і мають відносно низький ККД, унаслідок чого питомі витрати палива ними досягають 55 кг/ГДж. Експлуатація дрібних котелень небажана і з інших причин, до яких слід віднести: погано налагоджену систему повернення і використання конденсату; повну або часткову відсутність механізації і автоматизації; велику кількість працівників у котельнях; незадовільний облік теплоти, що відпускається споживачам.

Великий економічний ефект може бути отриманий при підключенні теплових споживачів до великих джерел теплопостачання, наприклад ТЕЦ. Проте потужності теплопостачання міст, де розташовані ці підприємства, виявляються малопродуктивними, що не дозволяє до них підключитися.

Котельні підприємств спалюють велику кількість твердого палива, що знижує ККД таких котелень і підвищує питомі витрати палива. Переобладнання цих котелень на газоподібне паливо забезпечується поволі. Недостатніми темпами здійснюється модернізація котелень і заміна в них старих котлів сучасними .

Усунення непродуктивних втрат теплової енергії повинне, перш за все, базуватися на методично правильному і науково обгрунтованому обліку і нормуванні витрати паливно-енергетичних ресурсів.

Котельні установки складаються з котлоагрегата і допоміжного устаткування. Вона призначена для отримання пари або гарячої води (робочого тіла котла). Нагрів робочого тіла проводиться за рахунок теплоти, що виділяється при згорянні органічного палива, перебігу технологічного процесу утилізації теплоти газів, що відходять, або електричної енергії.

Класифікація. За призначенням котельні установки поділяють на енергетичні, виробничо-опалювальні, опалювальні.

Енергетичні котельні установки призначені для вироблення пари високих параметрів, необхідної для роботи парових турбін (телових електростанцій, двигунів і тому подібне).

Виробничо-опалювальні установки призначені для вироблення теплової енергії, що направляється як на технологічні потреби, так і на опалювання виробничих, службових і житлових приміщень.

Опалювальні котельні установки виробляють теплову енергію для опалювання і забезпечення санітарно-побутових потреб споживачів.

Схема котельної установки. До котельної установки входять котел і допоміжне устаткування, необхідне для його роботи (рис.2.19).

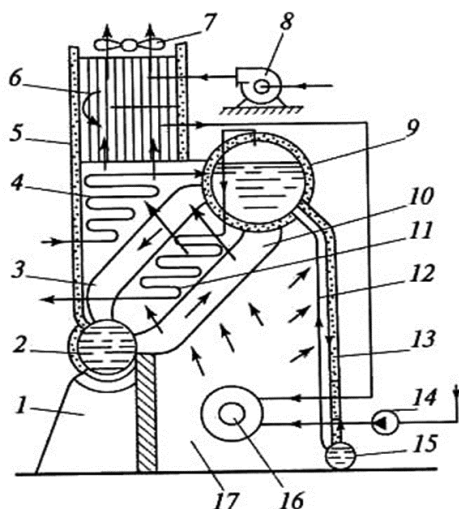


Рис.2.19. Схема котельної установки

Власне котел складається з двох пучків водогрійних труб 3 та 10, закріплених у корпусі пароводяного 9 і водяного 2 колекторів, труб топкового екрана 12, приєднаних до пароводяного колектора вгорі і до екранного колектора 15 внизу. Топковим екраном є суцільний ряд дотичних труб, що сприймають теплоту, передану випромінюванням.

Пучки 3 та 10 складаються з труб, розташованих одна за одною з певним інтервалом. В інтервалах між трубами в поперечному до них напрямку рухаються гази (на рисунку показано стрілками). Вода і пароводяна суміш у трубах здійснюють циркуляцію: в пучку труб 10, за рахунок високих температур, що утворюються в топці 17, вода піднімається (підйомні труби), а в трубах пучка 3, розташованих у зоні нижчих температур, вода опускається (опускні труби). Аналогічно в трубах 12 топкового екрана нагріта вода рухається догори – в пароводяний колектор, а по трубах 13, розташованих за екраном, опускається. Топка 17 призначена для спалювання палива.

У пароперегрівачі 11 відбувається перегрівання пари. У пароутворюючій частині котла пар знаходиться в рівновазі з рідиною і тому не може мати температуру, вищу за температуру кипіння, відповідно тиску пари в котлі. Наприклад, за абсолютного тиску 1,6 МПа ця температура дорівнює 201,4 °С. У цілях підвищення термічного ККД циклу пар перегрівають до 300...400 °С.

У водяному економайзері 4 підігривається живильна вода. Для підігріву повітря топки використовується частина теплоти, що виноситься газоподібними продуктами згоряння палива.

У підігривачі 6 підігривається повітря, необхідне для згоряння палива. Подібно до економайзера підігривач повітря встановлюється на шляху руху газоподібних продуктів згоряння палива.

Устаткування живильної системи включає систему трубопроводів, механізмів і пристроїв, призначених для підготовки подачі живильної води в котел. До устаткування живильної системи входять живильні насоси, фільтри, установка для дообробки (знесолювання або з'якшування додаткової води) і підігривачів живлячої води, що знаходяться поза котлом.

Пристрої для спалювання, подачі і зберігання палива при використанні рідкого палива є паливні і перекачуючі насоси 14, 16, форсунки 16, фільтри, ємності для зберігання палива (витратні цистерни і танки), при використанні твердого палива – механізми, обслуговуючі механічні топки, або інструменти для ручного обслуговування топки, а також системи видалення шлаків і бункери палива.

До котельної установки входять також апаратура, пристрої для автоматичного регулювання і захисту парового котла, арматура – клапани і крани, встановлені безпосередньо на котлі, і вимірювальні прилади, необхідні для спостереження за його роботою. В установці використовується теплова ізоляція 5 та 13. Котел встановлюють на опорі 1 та фундамент. Для подачі повітря в топку, через його підігрів у димарі 6, зазвичай застосовується вентилятор 8, а для видалення продуктів згоряння – витяжний вентилятор (димосос) 7, встановлений на початку димаря. В деяких випадках дуття та інтенсифікація тяги здійснюються струменевими апаратами. У простому випадку обмежуються природною тягою (самотягою). Рушійним натиском природної тяги є різниця щільності стовпа холодного повітря $\rho_0 gh$ і стовпа газів у димарі $\rho_1 gh$:

$$H = gh (\rho_B - \rho_T), \quad (2.99)$$

де H – рухомий натиск природної тяги;

h – висота димаря, вимірювана для котлів на твердому паливі від підлоги топки, а для котлів, що працюють на рідкому або газоподібному паливі, від осі нижньої форсунки до верхнього зрізу димаря, м;

ρ_B і ρ_T – щільність відповідно зовнішнього повітря і газів у димарі, кг/м³.

При цьому сила тяги, що припадає на одиницю площі, визначається в Паскалях. Із формули (2.99) випливає, що сила природної тяги прямо пропорційна висоті димаря.

Робочий процес котла можливо розглянути як складові з декількох окремих процесів перетворення енергії, які відбуваються в легкогазовому і пароводяному трактах. Носіями енергії є матеріальні потоки (води, пари, палива, повітря), взаємодія яких в елементах котла утворює три підпроцеси, нерозривно зв'язаних між собою і утворюючих робочий процес (рис. 2.20).

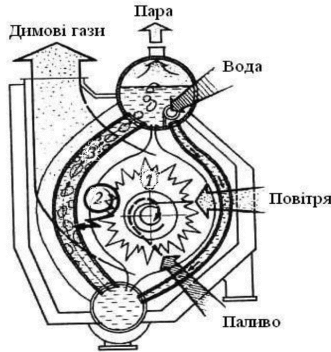


Рис.2.20. Схеми процесів матеріальних потоків у водотрубному котлі

Основним з них є згоряння палива *1* в топці, для реалізації якого необхідні постійне підведення палива і повітря, розпилювання палива і утворення суміші паливо–повітря, власне горіння, і відведення продуктів згоряння (димових газів). Чинники, що впливають на повноту згоряння палива, обговорювалися вище.

Процеси згоряння і відведення димових газів супроводжуються процесами теплообміну *2*, тобто передачею теплоти від продуктів згоряння до середовища, що нагрівається (воді, пару, повітря). Котел є теплообмінним апаратом, в якому є всі способи передачі теплоти: випромінювання, конвекція, теплопровідність.

Найбільш складним є теплообмін у топці. Явища, що відбуваються в ній, є комплексом взаємозв'язаних фізико–хімічних процесів сумішоутворення і горіння, теплообміну і аеродинаміки, які вказують напрям вивчення процесів теплообміну. Основна частина теплоти в топці передається випромінюванням, тому поверхні теплообміну топки (екранні труби і труби притопочного пучка) називаються радіаційними, або променеприймаючими.

Екранна поверхня, розташована в топці, відіграє істотну роль у тепловому балансі котла, вона сприймає близько 40 % всієї теплоти, переданої котельним поверхням нагріву.

У міру руху по газоходу продукти згоряння віддають теплоту поверхням нагріву, їхня температура знижується, а конвективна складова в сумарному теплообміні зростає. Якщо середня температура потоку газів не перевищує 350 °С, то їхнім випромінюванням можна нехтувати.

До конвективної поверхні відносяться пучки труб, розташовані в газоходах, через які проходять гази. Це пароутворюючі пучки, пароперегрівач, економайзер і підігрівач повітря.

Пароутворюючі труби, розташовані у вихідному перетині топки (труби притопочного пучка), разом з променистою енергією сприймають також теплоту конвекцією при проході через них газів, що покидають топку. Тому поверхню цих труб ураховують під час розрахунку теплообміну в топці як променеприймаючу, і при розрахунку конвективних поверхонь нагріву як конвективну. Одночасно з процесами згоряння і теплопередачі пробігають процеси генерації пари в пароутворюючих елементах, перегріву пари в пароперегрівачі і нагріву води і повітря в економайзері і підігрівачі повітря, тобто ті процеси, які формують корисний ефект котла, – необхідна кількість пари зі заданими параметрами.

Оскільки екранні труби і труби притопочного і конвективного пучків знаходяться в зоні високих температур і сприймають значну кількість теплової енергії, то в них відбувається процес пароутворення 3 (рис. 2.20). Бульбашки пари, що утворилися, разом з водою піднімаються догори. Такі труби називаються підйомними. Труби, що не обігріваються, розташовані за суцільним топковим екранним рядом труб, називаються опускними внаслідок того, що вони заповнені водою, яка рухається вниз, оскільки вона має більшу щільність, ніж щільність пароводяної суміші, що утворюється в підйомних трубах.

Під час виходу з підйомних труб парові бульбашки проходять через шар води і дзеркало випаровування в пароводяному колекторі і потрапляють у пароводяний простір. Вода, що не випарувалася, змішується з живильною водою і знову бере участь у процесі циркуляції. Від пари при проходженні через внутрішньоколекторні сепаруючі пристрої відділяються крапельки вологи, і вона надходить в пароперегрівач і до споживачів насиченої пари зі ступенем сухості $x = 0,98 \dots 0,995$.

Використання хвостових поверхонь нагріву (економайзерів і газових підігрівачів повітря) дозволяє значно підвищити економічність роботи котла за рахунок збільшення його ККД у результаті зменшення втрат теплоти з газами, що виводяться.

Пароперегрівач, підігрівач повітря і водяний економайзер називаються додатковими поверхнями нагріву, на відміну від основної пароутворювальної

поверхні нагріву казана (підігрівач повітря і економайзер називають хвостовими поверхнями). Додаткові поверхні нагріву не є невід'ємними елементами котла – частина з них або всі вони можуть бути відсутніми. Всі перелічені елементи, будучи конструктивно об'єднаними в один агрегат, являють у своїй сукупності котел або котельний агрегат.

Відмінність у компоновці і конструктивному оформленні поверхні нагріву власне котла і його складових елементів призвела до появи різних типів котельних агрегатів.

Залежно від фазового стану теплоносія (робочого тіла), що надходить з котла; котли поділяються на парові і водогрійні. За характером рушійних сил, що визначають рух води і пароводяної суміші, розрізняють котли з природною і примусовою циркуляціями. Природна циркуляція, тобто рух води по замкненому контуру, відбувається внаслідок різниці щільності води і пароводяної суміші і відповідної компоновки поверхні нагріву. Примусовий потік води в котлі створюється спеціальним насосом.

Розрізняють прямоотчні котли, в яких примусовий (штучний) потік теплоносія створюється живильним насосом, і котли з багатократною примусовою (штучною) циркуляцією, що створюється окремим циркуляційним насосом. Прямоточні котли складаються зі системи труб, в яких вода, що надходить у котел, спочатку нагрівається до температури кипіння, потім у міру руху випаровується; пара, що утворилася, перегрівается, і з іншого кінця труб виходить пара потрібних параметрів. У котлах з багатократною примусовою циркуляцією вода до повного перетворення її в пару неодноразово проходить по циркуляційному контуру (рис.2.21).

За способом подачі повітря розрізняють котли з *дутьтям* (звичайні *вентилятором*, в яких повітря у топку подається вентилятором. При цьому в топці створюється тиск, приблизно рівний атмосферному. У котлах з *компресорним дутьтям* (з наддувом) тиск у топці значно перевищує атмосферний тиск і створюється газотурбокомпресором, що використовує енергію продуктів згоряння.

До основних характеристик котлів належать: *паровиробництво* D – кількість пари, що виробляється котлом в одиницю часу (кг/с); *тепловиробництво* або теплова потужність котла Q , (Вт); *робочий тиск* p – надмірний тиск в пароводяному колекторі–сепараторі, (МПа); *температура перегрітої пари* на виході з пароперегрівача $t_{пл}$ (°С); температура нагрітої води (для водогрійних котлів) – температура води на виході з котла, t_w (°С); температура живильної води на вході в економайзер або пароводяний колектор (сепаратор) ($t_{ж.в.}$); *витрата палива* B (кг/с); коефіцієнт корисної дії (ККД) η_k , що є відношенням корисно використаної теплоти до теплоти, яка вводиться в котел

з тепловіддаючим теплоносієм і найважливішою економічною характеристикою котла, вимірюється в долях одиниці або відсотках; площа поверхні нагріву – це площа поверхні, омивана з одного боку газами, а з іншого – водою, паром або повітрям, H (м²); маса котла без води (суха маса) M_c і з водою $M_c + M_v$, кг.

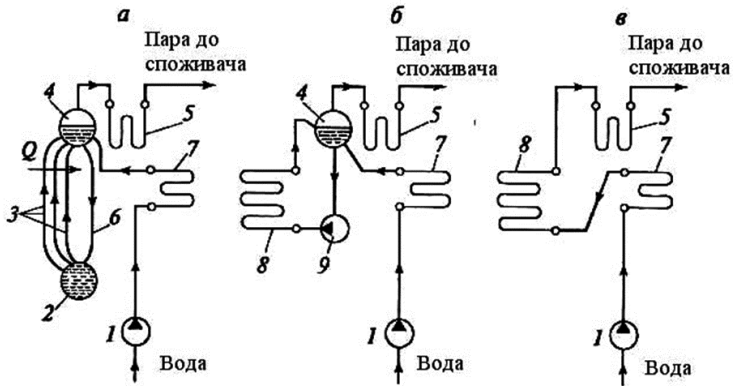


Рис.2.21. Схеми руху води, пароводяної суміші і пари в котельному агрегаті:

a – котел з природною циркуляцією; *б* – котел з багатократною примусовою циркуляцією; *в* – прямоточний котел; 1 – живильний насос; 2 – водяний колектор; 3 – труби, що обігріваються; 4 – пароводяний колектор; 5 – пароперегрівач; 6 – опускні труби; 7 – водяний економайзер; 8 – випарні поверхні нагріву; 9 – циркуляційний насос

За величиною тиску пари розрізняють котли *низького* ($p < 1,5$ МПа), *нормального* ($p = 1,5 \dots 3$ МПа), *підвищеного* ($p = 3 \dots 5$ МПа) і *високого тиску*. Ця класифікація умовна і може зазнавати змін.

На рис.2.22 наведено схеми котлів з прямими пароутворювальними трубами.

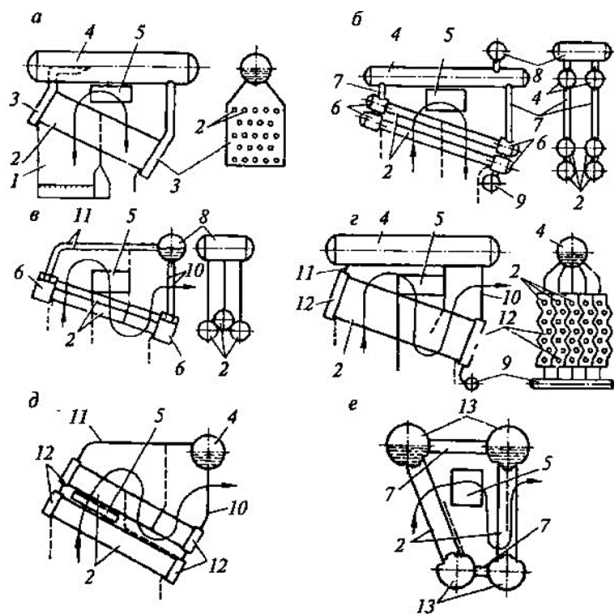


Рис.2.22. Камерні і секційні водотрубні котли з прямими пароутворювальними трубами:

а – Штейн-Мюллера; *б* – Шухова; *в* – Шухова-Берлінга; *г* – з поздовжнім барабаном; *д* – з поперечним колектором; *е* – чотирибарабанный вертикальний водотрубний котел Гарбе; 1 – топка; 2 – пучок пароутворювальних труб; 3 – плоскі камери, у трубку решітку яких завальцовані кінці пароутворювальних труб, а зі зовнішнього боку встановлені, проти кожної труби, лючки; 4 – колектор; 5 – пароперегрівач; 6 – циліндричні камери, на яких зі зовнішнього боку змонтовані знімні кришки; 7 – сполучні патрубки; 8 – колекторпарозбірник; 9 – брудовловлювач; 10, 11 – водоспускні і відвідні пароводяну суміш труби малого діаметра, відповідно; 12 – секційні штамповані коробки (пароутворювальні секції – складаються з 7–10 прямих труб, об'єднаних двома коробками); 13 – колектори зі ступінчастими плитами

До питомих характеристик котлів належать питома паровиробництво $u_{п=D} / H, \text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$; питома тепловиробництво (для водогрійних котлів) $u_{в} = Q / H, \text{Вт}/\text{м}^2$; відносна маса $m_c = M_c / D, \text{кг}/(\text{кг}\cdot\text{с})$; відносний водовміст $a = M_{в} / D, \text{кг}/(\text{кг}\cdot\text{с})$ – відношення маси води в котлі до паровиробництва, характеризує теплоаккумуляційні властивості і маневреність котла; випаровуваність палива $u = D / B$.

Розглянемо компанувальні схеми деяких стаціонарних котлів.

Стаціонарні котли встановлюють в котельних промислових підприємств. Вертикальні водотрубні котли ДКВР (рис.2.23) випускали з паровиробництвом 2,5; 4,0; 6,5; 10,0; 20,0 т/г і тиском 1,28; 2,26; 3,83 МПа; розраховані на кам'яне і буре вугілля. Котли з паровиробництвом 2,5 т/г випускали без пароперегрівача, інші – з пароперегрівачем і без нього. Котли ДКВР – дво-барабанні вертикальні, водотрубні з природною циркуляцією і екранованою топочною камерою. Колектори (барабани) розміщені вздовж осі котла. Довжина і ширина котла залежать від його виробництва.

При спалюванні газоподібного палива та мазуту, без реконструкції, паровиробництво збільшується на 40...50% при виконанні певних умов: докотлової обробки води, підтримки температури газів за конвективним пучком 500 °С і запобігання від перегріву колектора, зверненого в топку і камеру догорання.

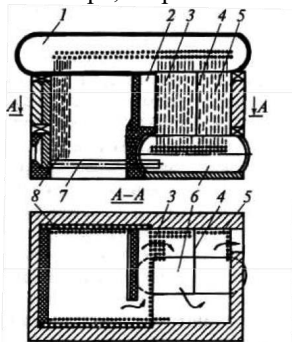


Рис.2.23. Схема будови котла ДКВР:

- 1, 6 – пароводяний та водяний колектори; 2 – камера догорання;
3, 5 – перший та другий конвективні пучки; 4 – перегородка; 7 – колектор бокового екрана; 8 – боковий екран

На промислових підприємствах використовують і парові горизонтальні газотрубні котли типу КВ невеликої потужності (рис. 2.24.). Котли поставляють з допоміжними механізмами і засобами автоматики, працюють на дизельному паливі. Вони обладнані механічними форсунками та підживлюються м'якою водою, яка пройшла натрій-катіонітовий фільтр.

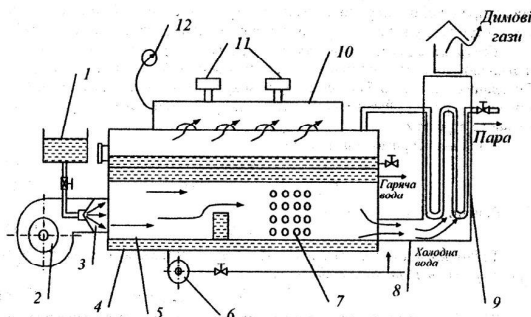


Рис.2.24. Схема котла KB-300М:

1 – бак паливний; 2 – вентилятор; 3 – пальник; 4 – котел; 5 – труба жарова; 6 – живильний насос; 7 – конвективний пучок труб; 8 – димова труба; 9 – пароперегрівач; 10 – парозбірник; 11 – клапан- запобіжник; 12 – манометр

Теплогенератори застосовуються в сільському господарстві для повітряного опалення й вентиляції теплиць, птахівницьких ферм, тваринницьких ферм, ремонтних майстерень, гаражів та інших виробничих приміщень. Теплогенератори застосовують для сушіння зерна колосових і бобових культур льонвороху, насіння сояшнику, качанів кукурудзи, інших сільськогосподарських продуктів, для опалення та вентиляції тваринницьких приміщень теплиць, досушування трави способом активного вентилявання. Працюють теплогенератори на рідкому паливі (пічне побутове або дизельне).

Теплогенератори поділяють на *стаціонарні* й *пересувні*.

Коефіцієнт корисної дії становить 87..90 %; теплогенератори ТГ-75А та ТГ-150А обладнані водопідігрівачами, продуктивність яких 100 й 200 л/ч, відповідно.

Конструктивно всі марки теплогенераторів подібні, відрізняються габаритами й незначними елементами (рис 2.25, табл.2.5).

Розглянемо конструкцію на прикладі теплогенератора ТГ-1,5, який складається з теплогенератора, форсунки й щита керування. Схема керування теплогенератором передбачає використання ТГ як нагрівача або вентилятора (у літній період). Система опалення ТГ – автоматична, розрахована на роботу без постійного спостереження обслуговуючим персоналом у режимі «Опалення автоматичне».

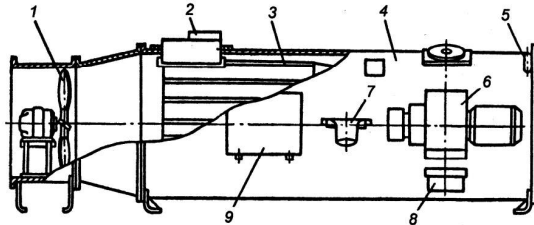


Рис. 2.25. Теплогенератор ТГ-2,5А:

- 1 – головний вентилятор з електродвигуном; 2 – димова труба;
 3 – теплообмінник; 4 – корпус; 5 – датчик системи автоматики;
 6 – форсунка; 7 – паливний відстійник; 8 – трансформатор запалювання;
 9 – станція керування

Таблиця 2.5. Стационарні теплогенератори

Марка	Теплова потужність, кВт	Обсяг нагрітого повітря, м ³ /ч	Підвищення температури, °С	Витрата палива, кг/ч	Маса, кг
ТГ-75А	87,3	5300	50...55	8	440
ТГ-150А	174,5	7400	70...75	19	740
ТГ-1А	116,3	5700	59	12	340
ТГ-1,5	175	10000...14000	35...50	16,8	515
ТГ-2.5	290,8	15400	52	30	660
ТГ-3,5	407,0	25000	47...5	38	695
ТГ-800	970,0	31000	92	83	-

Система керування в цьому режимі забезпечує, по-перше, автоматичне включення теплогенератора за температури повітря в приміщенні нижче заданої:

- включення вентилятора форсунки для продувки;
- подається паливо та проводиться запалювання його;
- відключається система запалювання (після запалювання палива);
- включення електродвигуна основного вентилятора (після прогріву камери згоряння).

По-друге, автоматичне відключення теплогенератора проводиться:

- якщо температура повітря в опалювальному приміщенні досягла заданої величини;

- б) при перегріві ТГ;
- в) при загасанні під час роботи ТГ;
- г) при відмові деяких елементів схеми (фотоопорів, реле) і спрацьовуванні системи захисту електродвигунів.

Теплогенератори пересувні (табл.2.6) ТГП-400 і ТГП-1000 по своїй будові й дії аналогічні ТГ-1А та ТГ-2,5, але мають високу продуктивність (по повітрю). Для зручності транспортування ТГ ТГП-400 має колісний хід, а ТГП-1000 обладнаний полозками. Повітрянагрівачі ВПТ-400, ВПТ-600 змонтовані на рамі напівпричепа й мають пневматичне шасі; принцип дії і пристрій аналогічні іншим теплогенераторам.

Таблиця 2.6. Пересувні теплогенератори

Пересувні теплогенератори	Теплова потужність, кВт	Обсяг нагрітого повітря, м ³ /ч	Ступінь нагрівання повітря, °С	Витрата палива, кг/ч	Маса, кг
ТГП-400	116,3	6000	45	12	300
ТГП-1000	290,8	19500	45	30	850
ВПТ-400	350	25000	50	40	1000
ВПТ-600	525	40000	50	60	1430

Калорифери. Для повітряного опалення й вентиляції телиць, пташників, тваринних, інших виробничих приміщень застосовують *водяні, парові й електричні* калорифери. Принцип їхньої роботи: повітря нагнітається вентилятором, проходить через теплообмінник, в якому нагрівається за рахунок теплоти гарячої води, пари або електронагрівача.

За способом руху теплоносія розрізняють одно- й багатоходові. У багатоходових теплоносій кілька разів змінює напрямок руху через наявність в колекторних кришках перетинок.

Гладкотрубні калорифери являють собою набрані в коридорному або шаховому порядку сталеві трубки діаметром 20...32 мм. У верхній і нижній частинах трубки з'єднуються з верхнім і нижнім колекторами, в яких є вхідний і вихідний штуцери для теплоносія (води або пари). В одноходових теплоносій рухається по всіх трубках паралельно, у багатоходових – послідовно. Багатоходові використовують тільки з водяним теплоносієм.

Зазвичай калориферна установка складається з декількох калориферів. Для збільшення обсягу нагрітого повітря калорифери встановлюють паралельно, а для підвищення температури – послідовно.

Для збільшення тепловіддаючої поверхні трубки калорифера її оребрюють прямокутними пластинками з тонкої листової сталі (пластинчасті калорифери) або на них навивають сталеву стрічку (оребрену або спірально-навивну).

Промисловість випускає безліч типів калориферів. Маркування калориферів: КВС-П – калорифер, водяний, середня кількість рядів трубок по ходу руху трубок. Калорифери всіх типів і моделей ділять на номери, що відрізняються площею нагрівання й приєднувальними розмірами.

Підбирають калорифери за певного методикою.

Тепловий потік, необхідний для нагрівання повітря, визначають за формулою

$$Q=0,127M \cdot c \cdot (t_K - t_H), \text{Вт}, \quad (2.100)$$

де M – масова витрата повітря, що нагрівається;

c – теплоємність повітря;

t_H – температура зовнішнього повітря;

t_K – температура повітря після калорифера (приймається рівною в приміщенні).

Розрахункова площа живого перетину калорифера для проходу повітря дорівнюватиме

$$F_p = \frac{M}{v\rho}, \quad (2.101)$$

де v – швидкість руху повітря, м/с;

ρ – щільність повітря, кг/м³;

$v\rho$ – розрахункова масова швидкість повітря (з економічних міркувань приймають $v\rho = 4 \dots 2$ кг/м²). Зі збільшенням $v\rho$ підвищується коефіцієнт теплопередачі, але одночасно зростає й опір проходу повітря та збільшується витрата електроенергії на привід вентилятора.

У таблицях підбирають по отриманій розрахунковій площі F_p марку й номер калорифера. По дійсній площі обраного калорифера F_p визначають дійсну масову швидкість повітря в калорифері:

$$v\rho = \frac{M}{F_p}. \quad (2.102)$$

Визначають швидкість води в трубах калорифера:

$$W = \frac{Q}{f_{mp}\rho_B \cdot c_B(t_f - t_0)}, \quad (2.103)$$

де f_{mp} – площа живого перетину трубок (теплоносії) калорифера, м²;

Q – тепловий потік для нагрівання повітря, Вт;

ρ_B – щільність води; c_B – теплоємність води;

t_T, t_0 – температура води на вході й виході з калорифера, відповідно.

Визначають дійсний тепловий потік, переданий калорифером повітря,

$$Q_K = kF(t'_{cp} - t_{cp}), \quad (2.104)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі;

F – площа живого перетину калорифера, m^2 (приймається для обраної марки калорифера);

t_{cp} – середня температура повітря;

t'_{cp} – середня температура теплоносія.

За розрахунковими формулами визначають коефіцієнт теплопередачі k , залежно від марок калорифера як функція F_p і W .

Водонагрівачі. У системах місцевого опалення й гарячого водопостачання застосовуються газові водонагрівачі об'ємного й проточного типів.

Автоматичні газові нагрівачі (АГВ) випускають трьох модифікацій: АГВ-50М, АГВ-890М та АГВ-120 місткістю 50, 80 й 120 л, відповідно – табл.2.7.

Таблиця 2.7

Автоматичні газові нагрівачі

Водонагрівач	Теплова потужність, кВт	Час нагрівання води, хв	Площа приміщення для опалення, m^2	ККД, %	Маса, кг	Місткість, л
АГВ-50М	4,88	55	30...40	70	70	50
АГВ-80М	5,23	70	50...60	75	84	80
АГВ-120	10,47	60	75...85	75	100	120

Принципово за будовою автоматичні газові нагрівачі не відрізняються (рис.2.26)

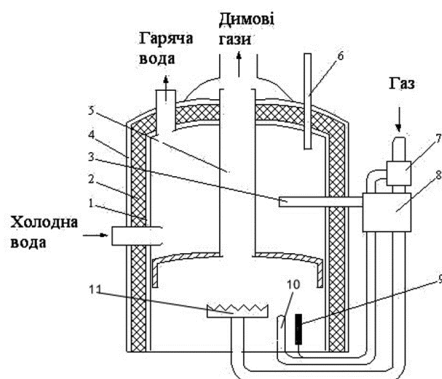


Рис.2.26. Газовий нагрівач АГВ-80М:

- 1 – резервуар; 2 – термоізоляція; 3 – латунна трубка терморегулятора;
 4 – кожух; 5 – жарова труба; 6 – термометр; 7 – електромагнітний клапан;
 8 – терморегулятор; 9 – термопара; 10 – запальник; 11 – пальник

Будова АГВ включає циліндричний резервуар 1, покритий теплоізоляцією зі шлаковим і металевим кожухом 4. Усередині резервуара проходить жарова труба 5. У нижню частину нагрівача введений газовий пальник 11 інжекційного типу зі запальником 10. Чавунна насадка з отворами на дифузори змішувача сприяє рівномірному розподілу теплоти по всій площині апарата. Сопла грілок для спалювання природного газу й зрідженого різні за діаметрами вихідних отворів.

Робота водонагрівача автоматизована. Терморегулятор 8 підтримує температуру води в заданих межах. Усередині латунної трубки 3, що є чутливим елементом терморегулятора, перебуває стержень (близько 36 % Ni, основа Fe). За нормальної температури води цей стержень через систему важелів впливає на газовий клапан, утримуючи його у відкритому положенні. Коли температура перевищує встановлену межу, латунна трубка подовжиться, відтягне стержень і клапан зусиллям пружини закриється. Відбувається відсічення газу, й основний пальник згасне. Зі зниженням температури води латунна трубка коротшає, її стержень діє на важелі регулятора – газовий клапан відкривається.

Запальник водонагрівача горить постійно, тому що газ до нього надходить через електромагнітний клапан, який встановлено перед терморегулятором. Полум'я запальника нагріває спай термопари 9, що разом з електромагнітним клапаном входить у пристрій автоматики безпеки агрегату. При падінні тиску газу, під дією вітру або через іншу причину, запальник

може згаснути. Тоді спай термопари охолоне, е.р.с. зникне, електромагнітний клапан закриється. Припиниться подача газу до пальника й до запальника водонагрівача.

У системах гарячого водопостачання окремих квартир або невеликих будинків використовуються проточні (швидкісні) газові нагрівачі (КГИ-56, потужністю 19,5 кВт; $V = 10 \dots 11,5$ л/хв; $P_{\text{газу}} = 1,28$ кПа). ВПГ-18-1 (потужністю 16,8 кВт; $\eta = 80\%$; $V = 5$ л/хв при $\Delta t = 50$ °С). Обладнані автоматикою, що забезпечує відключення нагрівача, при падінні тиску води в системі, загасанні запальника, недостатньому тиску газу.

Газові нагрівачі інфрачервоного випромінювання являють собою опалювальні прилади для безполум'яневого спалювання газу. Повітряна суміш, ретельно перемішана в інжекційному змішувачі 1 (рис.2.27), надходить у розподільну камеру 2 і проходить через блок керамічних плиток 3, виконаних у вигляді об'ємної сітки з великою кількістю (до 2000) каналів малого діаметра (0,8...1,6 мм).

Проходячи по каналах, суміш підігрівається до температури запалення й згоряє на самій поверхні керамічного екрана, утворюючи рівне короткофакельне полум'я. Зовнішня поверхня керамічних плиток при роботі пальника розжарюється до температури 800...900 °С. Більша частина теплоти (близько 60%), що виділяється в зоні горіння, передається в навколишнє середовище у вигляді променистої енергії короткохвильової ділянки ($\varphi = 15 \dots 0,76$ мк) інфрачервоної області спектра електромагнітних хвиль. Стабільність роботи пальника підвищується за рахунок застосування металевої

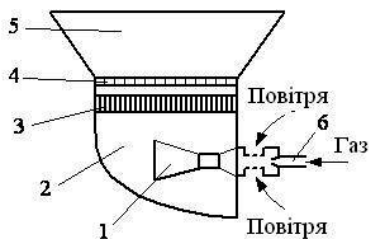


Рис.2.27. Нагрівачі інфрачервоного випромінювання:

1 – інжекційний змішувач; 2 – розподільча камера; 3 – блок керамічних плиток; 4 – металева сітка; 5 – рефлектор; 6 – газове сопло сітки 4 з жароміцної сталі, що зменшує вплив зовнішніх потоків повітря, сприяє більш рівномірному нагріванню кераміки й збільшенню потужності випромінювання.

У нагрівачах відбувається практично повне згоряння газу і майже зовсім відсутні токсичні гази, смола й сажа. Газове інфрачервоне опалення має малу теплову інерцію, тому відчуття теплового комфорту настає відразу після включення нагрівача. Це дозволяє користуватися таким опаленням періодично, в міру необхідності. Застосування ГНІВ для опалення сільськогосподарських виробничих приміщень дуже перспективно, тому що за капітальними витратами й експлуатаційними витратами така система обігріву більш економічна за конвективне опалення.

Загальне теплове навантаження нагрівача розраховують за формулою

$$Q_1 = 0,287 \cdot \phi \cdot q, \text{ Вт}, \quad (2.105)$$

де ϕ – витрата газу на паливник, м³/ч;

q – об'ємна теплота

згоряння, кДж/м³.

Промисловість випускає газові нагрівачі інфрачервоного випромінювання різних конструкцій. Основні технічні показники, що використовують в сільському господарстві, наведено в табл.2.8.

Кількість нагрівачів, необхідну для опалення приміщення, знаходять за формулою

$$n = \frac{Q_0}{Q_1} \quad (2.106)$$

де Q_0 – тепловий потік, необхідний для опалення, Вт;

Q_1 – теплове навантаження паливника, Вт.

Таблиця 2.8

Технічні показники нагрівачів інфрачервоного випромінювання

Нагрівачі інфрачервоного випромінювання	Теплове навантаження, Q_1 , кВт	Витрата газу, ϕ , м ³ /ч	Надлишковий тиск газу, кПа	Маса паливника, кг
ГНІВ – 1	2,8...5,25	0,28...0,53 0,10...0,18	0,59...1,96 1,47...3,92	3,2
«Зірочка»	2,55...4,65 1,80...3,15 1,50...2,80			1,0
ГНІВ–19А	7,45 7,45	0,18...0,32 0,06...0,11 0,75 0,29	0,49...1,57 1,18...3,92 1,28 2,94	6,0

Примітка: чисельник – показники для природного газу:

$q = 35600$ кДж/м³; знаменник – для зрідженого газу: $q = 92200$ кДж/м³.

Теплове навантаження пального дорівнює:

$$Q_1 = \varphi_y \cdot F, \quad (2.107)$$

де – умовне теплове навантаження на 1 м² площі обігріву (для телятників $\varphi_y = 70 \dots 122$; молочнотоварних ферм $\varphi_y = 47 \dots 82$; ферм свиноматок $\varphi_y = 99 \dots 169$; свинарників на відгодівлі $\varphi_y = 58 \dots 105$; родильних приміщень і профілакторіїв $\varphi_y - 105 \dots 186$ Вт/м²); F – площа обігрівуючої поверхні, м².

Витрата газу одним нагрівачем на годину:

$$V_g = 3,6 \cdot \frac{Q_1}{q}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.108)$$

Добова витрата газу всіма нагрівачами, м³:

$$V_o = V_g \cdot n \cdot \tau, \text{ м}^3, \quad (2.109)$$

де τ – тривалість роботи пальників протягом доби, год.

Автоклав. Для доброякісної консервації м'ясних продуктів використовують автоклави (рис.2.28). Автоклав – це металева посудина достатньої міцності, має штуцер 5 для закачування повітря і манометр 2, закріплені на кришці. Як штуцер використовують вентиль від камери вантажівки. В кришці встановлена металева трубка 4 для термометра зі звареним нижнім кінцем. Для вимірювання температури в трубку заливають автомобільне масло, встановлюють термометр 3. Щоб термометр не впирався в дно термотрубки, його підвішують на бортах трубки. Для кріплення кришки застосовують болти 1.

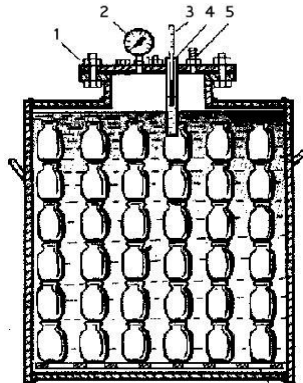


Рис.2.28. Автоклав для консервування:

1 – болти кріплення кришки; 2 – манометр; 3 – термометр; 4 – металева трубка; 5 – штуцер

Автоклав перевіряють на герметичність. Через штуцер в автоклав закачується повітря до тиску 10...12 атм і витримується протягом 2 діб. Якщо тиск за цей час не впав більш ніж на 0,5 атм, то автоклав можна пускати в роботу.

Автоклавування. Банки, заповнені продуктом по рецепту і закриті герметично, ставлять в автоклав шарами, банка на банку, до горловини. Банки заливають водою, яка вкриває їх шаром не менше 20 мм. Закривають кришку автоклава і закручують болти. Накачують в автоклав повітря до тиску 1 атм і візуально перевіряють герметичність з'єднань.

Створення в автоклаві тиску до 1 атм необхідне для збереження закладених у нього банок, оскільки при нагріванні утворюється різниця між тиском в автоклаві і всередині банок.

Автоклав нагрівають вогнищем або горілками, воду в автоклаві – до температури 110 °С, при цьому тиск зростає. З моменту досягнення температури 110 °С зазначають час і витримують банки протягом 50...70 хв (температура не має перевищувати 120 °С). Таким режимом термообробки досягаються не тільки смакові якості консервів, але і загибель хвороботворних організмів.

Згодом повністю прибирають вогонь, і автоклав залишають для охолодження (природним шляхом або холодною водою) до температури не вище 30 °С. Тиск в автоклаві буде дещо вищий від первинного. Через золотник обережно стравлюють надмірний тиск повітря, відкривають автоклав, зливають воду і виймають банки.

Тиск в автоклаві за температури 110 °С = 2,5...3,5 атм, а за 120 °С – 4,0...4,5 атм. Рівень тиску залежить від температури нагрівання автоклава і об'єму повітря, яке залишається між кришкою і банками. Температура для автоклавування м'ясних продуктів має бути в межах 110...120 °С.

Якщо є підозра на недостатню якість м'ясних продуктів, то температуру підтримують не менше 130 °С, а краще таке м'ясо взагалі не консервувати.

Автомобільний ніпель витримує температуру до 130 °С і тиск до 12 атм. Тиск 12 атм використовують тільки для випробування автоклава на герметичність.

М'ясо для консервації готують заздалегідь; тушковане м'ясо розрізають на шматки, звільняють від морозкових кісток розкладають у банки.

У ретельно вимиті банки місткістю 0,5 л щільно укладають до половини їх об'єму м'ясо і кісточку, потім додають спеції, сіль і знову м'ясо. Стежать, щоб верхній шар м'яса не доходив на 1 см до верху банки (інакше в

процесі варки кришку зірве). Після укладання м'яса банки закривають кришками і піддають стерилізації.

Використання сонячної енергії. Сонячні колектори.

Нині велику увагу вчених і практиків привертають технології, пов'язані з використанням поновлюваних енергоресурсів. Найдоступнішим, екологічно чистим і невичерпним джерелом енергії, яке природа дарує людині, є сонце. Людина використовує тепло сонця з давніх часів.

Результатом реалізації сучасних технологій є використання енергії сонця колекторами. Враховуючи, що ціни на всі види палива і електроенергію підвищуються, установка системи сонячних колекторів – це справжня інвестиція в майбутнє.

В Європі, Америці, Австралії та інших регіонах сонячні колектори в інженерних системах будівель стали звичайним атрибутом. Поширеною помилкою є думка про недоцільність використання в Україні сонячних водонагрівачів, з якими в нас асоціюється бак, пофарбований у темний колір, на даху душевої kabіни. Ефективність даної системи нагріву води невисока, а її використання обмежене теплою порою року.

Сучасні технології дозволяють використовувати сонячну енергію, навіть узимку. Сонячні водонагрівальні системи ідеальні для будинків, готелів, офісів, АЗС, виробництв та ін.

Інженерні системи зі сонячними водонагрівачами дозволяють вирішити питання автономного гарячого водопостачання; часткового або повного опалення приміщень; обігріву теплиць; використання гарячої води в технологічних цілях.

Завдання сонячних колекторів – акумуляція сонячної радіації з максимально можливою ефективністю. Так, для самого нагрівача використаний «парниковий ефект», тобто властивість сонячних променів безперешкодно проходити крізь прозоре середовище в замкнений простір і перетворюватися на теплову енергію, вже не здатну подолати назад прозорий «дах» приладу. В тепловій системі використаний термосифонний ефект, тобто властивість рідини при нагріванні підніматися вгору, витісняючи при цьому холоднішу воду і примушуючи її переміщатися до місця нагріву. Відзначимо також, що в системах ураховується ефект накопичення і збереження теплової енергії: в установці «уловлена» сонячна енергія, перетворена в теплову, акумулюється і зберігається тривалий час. Існують різні типи колекторів, що відрізняються формою зовнішніх поверхонь, пристроєм поглинаючих поверхонь і акумулюючих засобів.

Плоский сонячний колектор – найпоширеніший вид сонячних колекторів, які використовують у побутових водонагрівальних і опалювальних системах. Колектор представлений на рис.2.29, є теплоізолюваною зашкленою панеллю, в якій розміщена пластина поглинача 1.

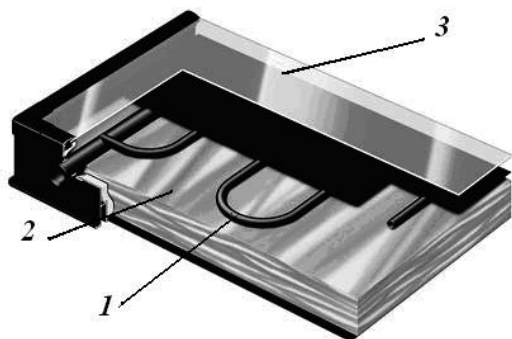


Рис. 2.29. Плоский сонячний колектор:

1 – пластина поглинача; 2 – стінки колектора; 3 – матове скло

Пластина поглинача 1 виготовлена з добре теплопровідного металу, найчастіше з міді або алюмінію. Як правило, використовують мідь, оскільки вона краще проводить тепло і менш схильна до корозії, ніж алюміній. Пластина поглинача оброблена спеціальним високоселективним покриттям, яке краще утримує поглинене сонячне світло. Таке покриття складається з дуже міцного тонкого шару аморфного напівпровідника, нанесеного на металеву основу. Воно відрізняється високою поглинальною здатністю у видимій області спектра і низьким коефіцієнтом випромінювання в довгохвильовій інфрачервоній області. Завдяки матовому склу 3 із низьким вмістом заліза знижуються втрати тепла. Дно і бічні стінки 2 колектора покривають теплоізолюючим матеріалом, що дозволяє скоротити теплові витрати.

Вакуумний колектор з прямою теплопередачею воді. Вакуумні трубки розташовані під певним кутом і сполучені з накопичувальним баком (рис.2.30). Із бака вода, контуром теплообміну, тече прямо в трубки, нагрівається і повертається назад. До переваг цієї системи належить безпосередня передача тепла воді без участі інших елементів.

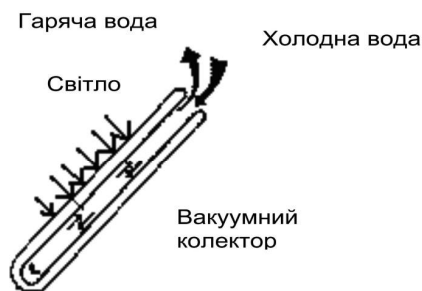


Рис.2.30. Вакуумний колектор з прямою теплопередачею води

Термосифонні системи працюють за принципом явища природної конвекції, коли тепла вода переміщується догори. У термосифонних системах бак має бути розташований вище за колектор. Нагріта вода в трубках колектора легша і природно піднімається у верхню частину бака. Прохолодніша вода в баку тече вниз, у трубки; у такий спосіб забезпечується циркуляція по всій системі. Термосифонні системи мають мінімальний гідравлічний опір. Система обов'язково має бути безнапірною (з відкритим розширювальним баком), щоб на трубки не міг впливати тиск.

Однією з переваг такого колектора є можливість заповнення водонагрівального контура незамерзаючою рідиною, що дозволяє використовувати його і за невеликих мінусових температурах (до мінус 5...10 градусів).

Вакуумний колектор з термотрубками – це складніший і дорожчий тип колектора. Термотрубка – це закриту мідну трубу з невеликим вмістом легкокиплячої (фреон) рідини (рис.2.31). Під впливом тепла рідина (фреон) випаровується і забирає тепло вакуумної трубки. Пори піднімаються у верхню частину – головку, де конденсуються і передають тепло теплоносію основного контура водоспоживання або незамерзаючій рідині опалювального контура.

Конденсат стікає вниз, і цикл повторюється. Теплообмінник сонячного колектора–мідний, з поліуретановою ізоляцією, закритий нержавіючим листом. Передача тепла відбувається через мідну „гільзу“ теплообмінника. Завдяки цьому опалювальний контур відокремлений від трубок. У разі пошкодження однієї трубки інші колектори продовжують працювати. Процедура заміни трубок дуже проста, немає необхідності зливати незамерзаючу суміш з контура теплообмінника.

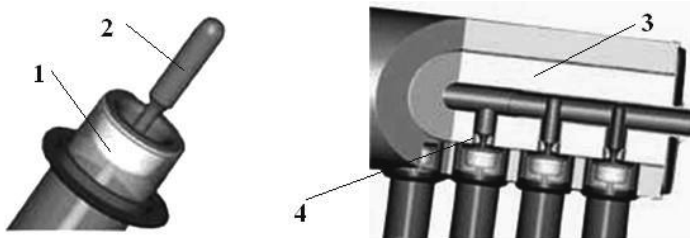


Рис.2.31. Вакуумний колектор з убудованим теплообмінником:
 1 – вакуумний колектор; 2 – термотрубка; 3 – теплообмінник;
 4 – мідна „гільза“ теплообмінника

Перевагою колекторів з тепловими трубками є їхня здатність працювати за температур до $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (повністю скляні колектори з тепловими трубками) або навіть до $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (колектори з металевими тепловими трубками).

Робота трубки починається з випаровування (фреону) при температурі понад $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, за низьких температур трубка неначе «закривається» і не відбувається втрата тепла через колектор (наприклад уночі або в похмуру погоду). При цьому колектор розміщується зовні приміщення, а решта всього устаткування – усередині, що сприяє мінімізації тепловтрат.

За рахунок сонячної теплової енергії можна цілком забезпечити влітку потреби в гарячій воді будинку. В осінньо–весняний період від сонця можна отримати до 30 % необхідної енергії на опалювання і до 60 % – від потреб на гаряче водопостачання.

У середньому за рік, залежно від кліматичних умов і широти місцевості, потік сонячного випромінювання на Земну поверхню становить від 100 до 250 Вт/м^2 , досягаючи найвищих значень опівдні за ясного неба, практично в будь-якому (незалежно від широти) місці, близько 1000 Вт/м^2 . Практичне завдання сонячних установок полягає в тому, щоб найефективніше "зібрати" цей потік енергії і перетворити його в потрібний вид енергії (теплоту, електроенергію) за найменших витрат на установку.

Простим і найбільш дешевим способом використання сонячної енергії є нагрів побутової води в плоских сонячних колекторах. Складнішими є пристрої з вакуумними сонячними колекторами. У сонячні літні дні різниця в роботі плоских і вакуумних сонячних колекторів практично непомітна. Проте за низької температури навколишнього середовища переваги вакуумних колекторів стають очевидні. Навіть в літній час є різниця між макси-

мальними температурами нагріву води в колекторах. Якщо для плоских колекторів максимальна температура не перевищує 80...90 °С, то у вакуумних колекторах температура теплоносія може перевищувати 100 °С. З одного боку, це вимагає постійного відведення тепла від вакуумного колектора, щоб він не закипів. З іншого боку, в системах з плоскими колекторами існує проблема розмноження бактерій та інших мікроорганізмів, оскільки є тепло і волога, якої немає в системах з вакуумними колекторами.

Зазвичай системи з плоскими колекторами використовують сезонно, з весни по осінь. У зимовий час продуктивність систем з плоскими сонячними колекторами падає за рахунок тепловтрат у навколишнє середовище. У цілорічних сонячних водонагрівальних установках зазвичай використовуються вакуумні сонячні колектори, хоча можливе використання і плоских колекторів з доброю теплоізоляцією.

Принцип роботи сонячної водонагрівальної установки. Сонячна водонагрівальна установка СВУ (рис.2.32) складається зі сонячного колектора і теплообмінника-акумулятора.

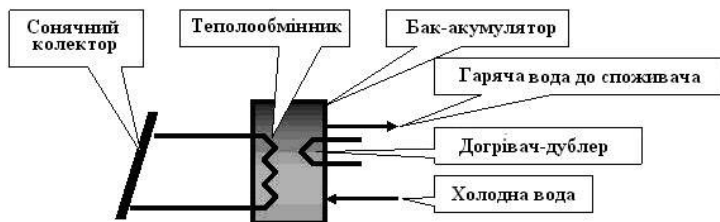


Рис. 2.32. Схема цілорічної сонячної водонагрівальної установки

Через сонячний колектор циркулює теплоносіє (антифриз). Теплоносіє нагрівається в сонячному колекторі енергією сонця і віддає теплову енергію воді через теплообмінник, вмонтований в бак-акумулятор.

У баку-акумуляторі зберігається гаряча вода до моменту її використання, тому він повинен мати надійну теплоізоляцію. У першому контурі, де розташований сонячний колектор, може навикористовувати природну або примусову циркуляцію теплоносія. У баку-акумуляторі встановлюють електричний або будь-який інший автоматичний нагрівач-дублер. У разі пониження температури в баку-акумуляторі нижче встановленого (тривала похмура погода або мала кількість сонячного сьйва взимку) нагрівач-дублер автоматично включається і нагріває воду до заданої температури.

Сонячні установки сезонної дії з використанням сонячних колекторів можуть нагрівати воду безпосередньо в бак-акумуляторі. Кожна зі систем

може мати природну і примусову циркуляцію теплоносія. За природної циркуляції теплоносія в системі (термосифонна система) гарячий теплоносіє піднімається догори, тому бак-накопичувач повинен розташовуватися вище за колектор. Якщо таке розташування неможливе або недоцільне, повинна застосовуватися система з активною циркуляцією теплоносія.

Кількість теплової енергії, виробленої сонячним колектором, залежить від цілого ряду чинників. До тих, що піддаються зміні, належать кут нахилу і орієнтація установки. Критерієм орієнтації є азимут. Кут нахилу – це кут між горизонталлю і батареєю. При установці на похилому даху кут нахилу задається схилом кровлі. Найбільша кількість енергії сприймається панеллю колектора при нахилі його площини під прямим кутом до напрямку інсоляції.

Оскільки кут інсоляції залежить від часу доби і року, орієнтацію плоскості колектора виконують відповідно до висоти Сонця в період надходження найбільшої кількості сонячної енергії. На практиці ідеальними для нашої широти виявилися кути нахилу 36...55°.

Важливою частиною геліоустановки є підтримуюча конструкція для сонячних колекторів. Вона забезпечує правильний кут нахилу, а також необхідну жорсткість конструкції. Комбінація підтримуючої конструкції з сонячними модулями повинна витримувати пориви вітру та інші несприятливі чинники навколишнього середовища.

З одного квадратного метра плоского сонячного колектора в умовах України для комунально-побутових потреб можна отримувати приблизно 500 кВт тепла на рік (табл.2.9).

Щорічна потреба однієї людини в гарячій воді становить 1500 кВт тепла, а для опалювання одного квадратного метра сучасного житла – необхідно приблизно 100 кВт за рік. Встановлення на підприємстві або в помешканні геліоприставки означає появу на об'єкті додаткового джерела, здатного поставляти в систему тепlopостачання від 30 до 70 % необхідного тепла. Це вже само по собі дає привід для того, щоб зайвий раз подумати над тим, яке ж із джерел слід сприймати як додаткове.

Якщо в зимовий і літній періоди котел і геліоприставка по черзі беруть на себе основні сезонні функції, то в періоди міжсезоння між ними встановлюється плавна взаємодія. Таке раціональне поєднання не тільки дозволяє істотно розвантажити котел, але і, що особливо важливо, забезпечує м'якший режим його експлуатації. Зазначені обставини вказують на те, що наявність геліоприставки створює умови для збільшення терміну служби і підвищує надійність роботи всього устаткування.

Таблиця 2.9

Геліообстановка в центральних областях України

Місяць	Середня сумарна сонячна радіація, ккал/м ² ч	Середня сумарна сонячна радіація, кВт/м ² день
Січень	38	1,06
Лютий	68	1,90
Березень	117	3,27
Квітень	163	4,55
Травень	218	6,08
Червень	240	6,70
Липень	246	6,87
Серпень	204	5,69
Вересень	161	4,49
Жовтень	94	2,62
Листопад	37	1,03
Грудень	27	0,75

Приклад. Визначити кількість трубок сонячного колектора для забезпечення консервного заводу гарячою водою з температурою $t_2 = 56$ °С у липні, серпні. Температура в системі водопостачання заводу влітку $t_1 = 16$ °С. На одну людину за добу витрачається $V = 100$ літрів гарячої води. На заводі працює $n = 30$ чоловік.

Розрахунки:

- 1) на скільки повинна підвищитися температура води:

$$t_{\Delta} = t_2 - t_1 = 56 - 16 = 40 \text{ } ^\circ\text{C};$$

- 2) витрати гарячої води на консервному заводі:

$$V = V_{\text{д}} \cdot n = 100 \cdot 30 = 3000 \text{ літрів на добу};$$

- 3) потужність Q , необхідну для нагрівання зазначеної кількості води:

$$q = V \cdot t_{\Delta} = 3000 \cdot 40 = 120000 \text{ Ккал},$$

$$\text{або } Q = \frac{q}{859,8} = \frac{120000}{859,8} = 139,5 \text{ кВт}$$

(1 літр води потребує 1 ккал для підвищення температури на 1°С);
(1 кВт = 859,8 ккал);

4) значення потужності трубки Q_{TP} сонячного колектора щодо освітленості. Значення освітленості в липні, серпні згідно з табл.13.5

$q_{липень} = 6,7$ кВт/м² добу; $q_{серпень} = 5,69$ кВт/м² доба;

$Q_{CP} = (q_{липень} + q_{серпень}) / 2 = (6,7 + 5,69) / 2 = 6,19$ кВт/м² доба.

Згідно з паспортними даними, одна трубка сонячного колектора має коефіцієнт корисної дії $K_{TP} = 70\%$ і площу поглинання $F_{TP} = 0,08$ м².

Тоді $Q_{TP} = Q_{CP} \cdot \frac{K_{TP}}{100} \cdot F_{TP} = 6,19 \cdot \frac{70}{100} \cdot 0,08 = 0,346$ кВт.

5) кількість трубок, необхідних для забезпечення навантаження трубок.

$$N = \frac{Q}{Q_{TP}} = \frac{13,95}{0,346} = 40,3$$

Тепловий (енергетичний) баланс складається на основі результатів теплових випробувань з метою визначення ефективності роботи котла і визначити його ККД. За теплового розрахунку запроєктованого котла тепловий баланс складається на 1кг твердого (рідкого) палива або на 1 м³ газоподібного (при 273К і 0,1013МПа) при сталому тепловому режимі роботи котла. В цих умовах рівняння теплового балансу (кДж/кг), має вигляд:

$$Q^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (2.110)$$

де Q^p – робоча теплота (внесена до топки);

Q_1 – корисно використана теплота, що витрачається на підігрів води до температури кипіння, паротворення і перегрів пари;

Q_2 – втрати теплоти з газами в димарі;

Q_3, Q_4 – втрати теплоти відповідно від хімічної і механічної неповноти згоряння палива;

Q_5 – втрати теплоти від зовнішнього охолодження;

Q_6 – втрати теплоти з фізичною теплотою шлаків.

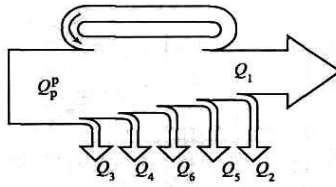


Рис.2.33. Схема для розрахунку теплового балансу котла з газовим нагрівачем повітря.

Теплота $Q_{вп}$ димових газів, віддана повітрю в нагрівачі повітря та внесена знову в топку з нагрівом повітря, показана у вигляді замкненого потоку, в зв'язку з чим вона в тепловому балансі участі не бере.

Робоча теплота для твердого або рідкого палива, кДж/кг:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_B + i_{ТЛ} + Q_\phi; \quad (2.111)$$

для газоподібного палива, кДж/м³:

$$Q_p^p = Q_C^p + Q_B + i_{ТЛ}, \quad (2.112)$$

де Q_H^p та Q_C^p – нижча теплота згоряння, відповідно, до робочої маси твердого або рідкого палива і сухої маси газоподібного палива;

Q_B – теплота, що вноситься з повітрям, яке надійшло в котел, при підігріві його поза агрегатом стороннім джерелом енергії (відбором пари турбіни тощо.). У разі відсутності такого підігріву замість Q_B підставляється значення теплоти, внесеної атмосферним повітрям I_{XB} ;

$i_{ТЛ}$ – фізична теплота палива;

Q_ϕ – теплота, внесена до котла за рахунок розпилю (форсункою) при застосуванні паромеханічних або парових форсунок для розпилювання рідкого палива.

У більшості випадків фізична теплота дуже мала, тому робочу теплоту визначають тільки тепловою згоряння палива

$$Q_p^p \cong Q_H^p \quad (Q_p^p \cong Q_C^p).$$

Розумно використана теплота становитиме

$$Q_1 = \frac{D_{п.п}(i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{н.п}(i_{н.п} - i_{п.в}) + D_{п.р}(i_{п.р} + i_{п.в})}{B}, \quad (2.113)$$

де $D_{п.п}$ – витрата перегрітої пари, що виробляється котлом, кг/с;

$D_{нп}$ – витрата насиченої пари, відданої споживачам, крім пароперегрівача, кг/с;

$D_{пр}$ – витрата продувочної води, кг/с;

$i_{пп}$, $i_{нп}$, $i_{пр}$, $i_{пв}$ – ентальпії відповідно до перегрітої, насиченої пари, продувочної (котлової) і живильної води, кДж/кг;

B – витрата палива, кг/с.

Втрати теплоти з витраченими газами:

$$Q_2 = I_{yx} - I_{xb}, \quad (2.114)$$

де I_{yx} і I_{xb} – ентальпії витрачених газів і холодного повітря, відповідно.

Втрати теплоти з витраченими газами залежать від надлишку повітря в топці і температури газів. У сучасних могутніх стаціонарних котлоагрегатах вони складають 6...7% і нижче. Температура витрачених газів при цьому досягає 125...130 °С. У допоміжних котлах, що не мають розвинених хвостових поверхонь, температура витрачених газів знаходиться в межах 300...450 °С, а втрати теплоти з витраченими газами, становлять 12...23%.

Втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива (хімічного недопалювання) Q_3 виникають за неповного окиснення горючих елементів палива, коли в продуктах згоряння присутні горючі гази – продукти неповного окиснення горючих компонентів палива або його розкладання (СО, Н₂, СН₄ і т. ін.), наявність яких визначається на основі хімічного аналізу димових газів. Хімічне недопалювання палива означає, що реакція окиснення горючих компонентів палива мала місце, проте вона не завершена – у складі продуктів згоряння присутні речовини, здібні до подальшого окиснення з виділенням теплоти.

До причин, що викликають хімічну неповноту згоряння палива, належать: недостатня кількість повітря, що подається в топку; погана суміш; низька температура в топці, що призводить до зниження швидкості вигорання палива; малий розмір топкової камери, що обумовлює недолік часу для завершення процесу горіння. Значення Q_3 для шарових механічних топковок знаходяться в межах 0,5...3%, камерних топковок – 0,5...1,5%.

Втрати теплоти від механічної неповноти згоряння (механічне недопалювання) Q_4 обумовлюються недопалюванням твердого палива в топковій камері, видаленням частини палива разом зі шлаком (у результаті його спікання – при спалюванні великих шматків вугілля), провалом його в шлаковий бункер в шарових топках (дрібні шматки вугілля), а також віднесенням, тобто горючі компоненти палива не вступають в хімічну реакцію окиснення.

Втрати з віднесенням викликаються тим, що дрібні шматочки палива (вугільний пил) захоплюються потоком повітря і продуктів згоряння і несуться

в не повністю згорілому вигляді в газоходи котла. Ці втрати залежать від властивостей палива, його фракційного складу, конструкції колосникових ґрат при шаровому спалюванні, тонкості помелу, температурного рівня в топці, її аеродинаміки та інших чинників. За спалювання твердого палива втрати Q_4 є другими основними втратами теплоти, для промислових котлів вони можуть сягати 10...12 % і більше. За шарового спалювання основними складовими Q_4 є втрати з провалом зі шлаком, а за камерного спалювання – з віднесенням. У теплотехнічних розрахунках котлів, що працюють на рідкому або газоподібному паливі, цю складову теплового балансу не враховують.

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження Q_5 залежать від розмірів і температури зовнішньої поверхні котла та температури навколишнього повітря. Втрати Q_5 залежать від продуктивності котла і становлять від 0,1...0,5 % у сучасних котлах, до 4...6 % у допоміжних. При експлуатації їх визначають на основі теорії теплообміну за даними вимірювання температури зовнішніх стін котла і навколишнього повітря.

Втрати Q_6 з фізичною теплотою шлаків залежать від кількості шлаків, що видаляються з котла, їхньої теплоємності і температури. В більшості випадків вони незначні, але за рідкому шлаковидалення збільшуються до 1...5 %. У котлах, що працюють на рідкому або газоподібному паливі,

$$Q_6 = 0.$$

Відношення корисно використаної в котлі теплоти до робочої представляє ККД котла

$$\eta_k = \frac{Q_1}{BQ_p^p}, \quad (2.115)$$

або у відносних величинах

$$\eta_k = 1 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (2.116)$$

де

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p^p}$$

За формулою (2.115) розраховують ККД парогенератора по прямому балансу.

Формули (2.115) та (2.116) використовують для розрахунку ККД котельної установки бруто. При обліку витрат котла на власні потреби (привід насосів, вентиляторів, димососів тощо.), що становлять близько 4 %, визначають ККД нетто.

При складанні балансу тепла і вологи для приміщення (офіс, майстерня, сушарка, теплиця, сховище, склад та ін.) мають бути враховані всі фактори, що впливають на зміну стану повітряного середовища. Для цього необхідно визначити всі надходження й втрати тепла.

У приміщеннях різного призначення діють дві основні категорії теплових навантажень: виникаючі зовні та всередині приміщень.

Зовнішні теплові навантаження представлені такими складовими: тепловтрати в результаті різниці температур зовні і всередині приміщення через стіни, дахи, підлоги, вікна й двері. Ця різниця температур улітку є позитивною, у результаті чого відбувається приплив тепла всередину приміщення, а взимку – негативною, і напрямок теплового руху змінюється; тепlopостачання через заклені площі від сонячного випромінювання; зовнішня вентиляція і повітря, що проникають в приміщення (за рахунок інфільтрації), можуть мати також різні властивості, які майже завжди контрастують із метеорологічними вимогами до приміщень. Влітку зовнішнє повітря гаряче і вологе (що істотно впливає на роботу установки, що прохолоджує й осушує атмосферу), а взимку – холодне і сухе, що викликає необхідність його підігріву й зволоження. І тільки в проміжний період зовнішнє повітря певною мірою може бути використане як безкоштовний «охолоджувач» приміщень. Зазначимо, що зовнішні теплові навантаження можуть бути позитивними й негативними, залежно від часу доби, пори року.

Внутрішні теплові навантаження в житлових, офісних приміщеннях або приміщеннях сфери обслуговування включають в основному

- тепло, виділене людьми;
- тепло, виділене лампами, освітлювальними і електропобутовими приладами: холодильниками, плитами та ін.;
- тепло, виділене працюючими приладами й устаткуванням: комп'ютерами, друкувальними пристроями, фотокопіювальними машинами та ін.

У виробничих і технологічних приміщеннях різного призначення додатковими джерелами тепловиділення можуть бути:

- нагріте виробниче обладнання;
- гарячі матеріали, у тому числі рідини й різного роду напівфабрикати;
- продукти згоряння та їхні хімічні реакції;
 - рослини в теплиці, зерно, овочі або картопля в сховищі;
 - тварини в приміщенні.

Усі перелічені внутрішні теплові навантаження є завжди позитивними, тому в літній період вони повинні бути усунуті, а взимку за їхній рахунок знижується навантаження на установки обігріву.

Тепловий баланс тваринницького приміщення. Мікроклімат у тваринницьких приміщеннях суттєво впливає на продуктивність поголів'я. Згідно зі зоотехнічними вимогами та розрахунками мають бути забезпечені необхідні повітрообмін та температура повітря для родильного відділення на 10 корів; обчислена необхідна кількість теплоти, необхідна для опалення тваринницького приміщення, за допомогою теплового балансу:

$$Q_{оп} = Q_{ог} + Q_{в} - Q_{м} , \quad (2.117)$$

де $Q_{ог}$ – втрати теплоти через зовнішні огорожі приміщення, кДж/год;

$Q_{в}$ – теплота, яка виноситься з приміщення повітрям при вентиляції, кДж/год; $Q_{м}$ – вільна теплота, яка виділяється всіма тваринами, що присутні в приміщенні, кДж/год.

Втрати теплоти через зовнішні огорожі (стіни, вікна, двері, дах, підлогу) визначаємо за формулою

$$Q_{ог} = (K_c \cdot F_c + K_в \cdot F_в + K_d \cdot F_d + K_{см} \cdot F_{см} + K_{ум\ 1} \cdot F_{з1} + K_{ум\ 2} \cdot F_{з2} + K_{ум\ 3} \cdot F_{з3} + K_{ум\ 4} \cdot F_{з4}) \cdot (t_в - t_p), \quad \text{кДж/год;} \quad (2.117)$$

де $K_c, K_в, K_d, K_{см}$ – коефіцієнти теплопередачі стін, вікон, дверей, даху відповідно, Вт/(м² · °C) ;

$F_c, F_в, F_d, F_{см}$ – площі стін, вікон, дверей, стелі, відповідно, м²;

$K_{ум\ 1}, K_{ум\ 2}, K_{ум\ 3}, K_{ум\ 4}$ – умовні коефіцієнти теплопередачі, відповідно 1, 2, 3, 4-ї зон підлоги, розташованих від зовнішніх стін приміщення на відстані, відповідно, до 2, від 2 до 4, від 4 до 6 і більше 6 м;

$F_{з1}, F_{з2}, F_{з3}, F_{з4}$ – площі, відповідно 1, 2, 3, 4-ї зон підлоги, м² (рис. 2.34);

$t_в$ – температура повітря в приміщенні;

t_p – температура зовнішнього повітря. Кількість теплоти, що втрачається при вентиляції приміщення:

$$Q_в = L_{вол} \cdot C \cdot \rho \cdot (t_в - t_p) \quad \text{кДж/год,} \quad (2.118)$$

де $L_{вол}$ – обмін повітря, необхідний для усунення із приміщення зайвої вологи, м³/год;

C – теплоємність повітря, Дж/(кг·град); в інтервалі температур від -30 до +50 °C можна прийняти $C = 1$;

ρ - густина повітря при $t_в$ і допустимій відносній вологості повітря ϕ , кг/м³.

Густина повітря становить:

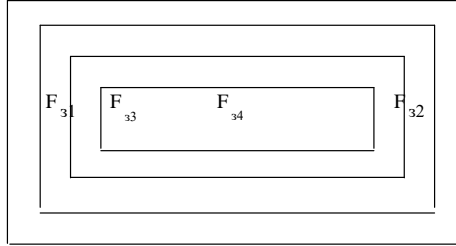


Рис. 2.34 Розподіл підлоги в приміщенні на зони

$$\rho = \frac{P}{287T} - 0,0013 \frac{\varphi P_{\text{н.п}}}{T}, \text{ кг/ м}^3, \quad (2.119)$$

де P – атмосферний тиск повітря, Па;

$P_{\text{н.п}}$ – тиск насиченої водяної пари приймаємо за табл. Д.5, Па;

φ – відносна вологість повітря в приміщенні; T - абсолютна температура ($T = t^{\circ}\text{C} + 273^{\circ}\text{C}$), К.

Вільна теплота, яка виділяється всіма тваринами, що знаходяться в приміщенні:

$$Q_m = q_m \cdot m, \text{ кДж/год}, \quad (2.120)$$

де q_m – вільна теплота, яка виділяється однією твариною з урахуванням температури та вологості повітря в приміщенні, кДж/год;

m – кількість тварин у приміщенні, гол.

Розрахункову потужність нагрівачів, потрібних для обігріву приміщення, визначають за формулою

$$P_p = \frac{Q_{on}}{3600 \cdot \eta_{on}}, \text{ кВт}, \quad (2.121)$$

де η_{on} - ККД опалювальної установки; приймаємо $\eta_{on} = 1$.

Приклад

Приміщення: родильне відділення на 10 голів. Температура повітря в родильному відділенні $t_p = 15^{\circ}\text{C}$. Повітрообмін у приміщенні становить $2000 \text{ м}^3/\text{год}$. Для створення мікроклімату приймаємо припливно-витяжну установку типу ПВУ-4 продуктивністю $4000 \text{ м}^3/\text{год}$.

Розрахунок кількості обігрівачів для родильного відділення. Вихідні дані для розрахунку: $K_c=0,4$; $K_6=21$; $K_0=25$; $K_{cm}=3$;

$K_{ум1}=1,97$; $K_{ум2}=0,84$, $F_c=90 \text{ м}^2$, $F_6=5 \text{ м}^2$, $F_0=8 \text{ м}^2$, $F_{cm}=66 \text{ м}^2$, $F_{31}=54 \text{ м}^2$, $F_{32}=12 \text{ м}^2$; $t_6=+15 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_p=-20 \text{ }^\circ\text{C}$, $L_{гол}=750 \text{ м}^3/\text{год.}$, $C=1$, $P=99978 \text{ Па}$, $P_{н.п}=1227 \text{ Па}$, $\varphi=70 \%$, $T=283 \text{ К}$, $q_m=2400 \text{ кДж/год}$, $m=10 \text{ год}$, $\eta_{он}=1$.

Втрати теплоти отримаємо через зовнішні огорожі (стіни, вікна, двері, стелю, підлогу) за формулою:

$$Q_{от}=(0,4\cdot 90+21\cdot 5+25\cdot 8+3\cdot 66+1,97\cdot 54+0,84\cdot 12)\cdot (15+20)=19663 \text{ кДж/год.}$$

Визначимо густину повітря:

$$\rho = \frac{99978}{287 \cdot 288} - 0,0013 \frac{70 \cdot 1227}{287} = 0,84 \text{ кг/м}^3.$$

Обчислимо кількість теплоти, що втрачається при вентиляції приміщення:

$$Q_6=750\cdot 0,84\cdot (15+20)=18920 \text{ кДж/год.}$$

Вільна теплота, що виділяється всіма тваринами, що знаходяться в приміщенні, становитиме:

$$Q_m=2400\cdot 10 = 24000 \text{ кДж/год, тоді:}$$

$$Q_{он} = 19663 + 18920 - 24000 = 14583 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо розрахункову потужність нагрівачів, потрібних для обігріву приміщення:

$$W_p = \frac{14583}{3600 \cdot 1} = 4,05 \text{ кВт.}$$

Для обігріву приміщення застосовуємо нагрівачі типу ТЕН потужністю (W_T) = 1,5 кВт.

Розрахуємо кількість нагрівачів:

$$n_{н} = W_p / W_T = 4,05 / 1,5 = 2,7; \text{ приймаємо } n = 3.$$

Теплова енергія, що виробляється котельнею ($Q_{кот}$), витрачається на опалювання будівель (Q_0), нагрів повітря в установках штучної вентиляції

(Q_B), гаряче водопостачання($Q_{Г.В}$), виробничо-технологічні потреби ($Q_{ПР}$), власні потреби котельної ($Q_{СН}$) і транспортні втрати ($Q_{ТР}$). Таким чином,

$$Q_{КОТ} = Q_O + Q_B + Q_{Г.В} + Q_{ПР} + Q_{СН} + Q_{ТР} . \quad (2.122)$$

При опалюванні будівель потребу в тепловій енергії визначають на підставі теплового балансу приміщень, розраховуючи всі види втрат теплоти і тепловиділень. Для будівель різного призначення (житлових, суспільних, виробничих) враховують втрати теплоти через зовнішні огорожі внаслідок різниці температур зовнішнього і внутрішнього повітря (Q_T), а також тепловтрати, викликані інфільтрацією зовнішнього повітря через нещільність у будівельних конструкціях, вікнах, дверях ($Q_{ИФ}$). Для виробничих приміщень враховують, крім того, витрату теплової енергії на нагрів матеріалів і транспортних засобів, що надходять зовні (Q_M). Опалювальна система повинна компенсувати всі види втрат, тобто

$$Q_O = Q_T + Q_{ИФ} + Q_M . \quad (2.123)$$

Тепловтрати є початковими даними для всіх подальших теплових розрахунків, їхнє визначення регламентується будівельними нормами і правилами (СНіП). Необхідно враховувати корисне виділення теплової енергії у виробничих приміщеннях устаткуванням (печі, ванни, нагрітий матеріал, нагріті трубопроводи, електродвигуни), що дозволяє заощадити витрату теплоти на опалювання.

Для визначення теплового навантаження систем опалювання при підрахунку тепловтрат зручно користуватися укрупненим показником (питомою тепловою характеристикою будівлі q_o), значення якої змінюється обернено пропорційно об'єму будівлі і залежить від його призначення.

Щоб встановити потреби в тепловій енергії на опалювання, використовують початкові дані: *тепловтрати будівлею* (цехом) або питомі теплові характеристики будівель (при укрупнених розрахунках); *географічне розташування будівель* (для вибору розрахункових температур і тривалості опалювального періоду); *об'єм будівель*; *температури внутрішнього повітря приміщення*; *характер виробництва*, тобто основний вид продукції, що випускається.

Теплова характеристика q_o може бути збільшена залежно від типу будівлі, місця його розташування до таких значень, %:

для будівель полегшеного (барачного) типу

15

для кам'яних будівель у першій сезон опалювання:

травень–червень	12
липень–серпень	20
вересень	25
протягом опалювального сезону	30

для будівель, розташованих на підвищеннях, поблизу річок, озер, на березі моря, відкритій місцевості, не захищеній від сильних вітрів при їхній середній швидкості, м/с, за три найбільш холодних місяці:

до 5 м/с	10
5–10 м/с	20
понад 10 м/с	30

Кліматологічні дані для розрахунку опалювальних навантажень: розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{p,o}$, середня температура зовнішнього повітря за опалювальний сезон $t_{cp,c}$ і тривалість опалювального періоду – приймаються по СНіП «Будівельна кліматологія і геофізика». Об'єм будівель приймають за даними типових або індивідуальних проектів, а за їхній відсутності встановлюють безпосереднім вимірюванням.

Середню розрахункову температуру внутрішнього повітря для житлових і службових приміщень, розташованих у місцевостях з $t_{cp,c}$ мінус 31 °С, приймають рівною плюс 18 °С, а для місцевостей з $t_{cp,c}$ нижче мінус 31 °С плюс 20 °С. Середні розрахункові температури внутрішнього повітря для громадських будівель (цехів) приймаються залежно від призначення по відповідних СНіП, °С:

• механічні, механо-складальні, інструментальні, слюсарні, шліфувальні, електроремонтні, деревообробні	16...20
• заготовчі, корпусні, котельні і газозварювальні металоконструкції	10...15
• ковальські, термічні, заливальні, ливарні, машинні зали енергетичних станцій, склади матеріалів	8...15
• столярні, гальванічні, випробувальні станції, малярні, пластмасові	16...20
• формувальні, обрубувальні	10...15

За наявності в одному корпусі декількох приміщень з різними параметрами внутрішнього повітря останній слід приймати по основних цехах або по найбільш поширених у цьому корпусі параметрах повітря. У неробочий час температуру внутрішнього повітря у виробничих і допоміжних приміщеннях (за необхідності підтримки в них позитивної температури) приймають рівною 5 °С, якщо особливі умови приміщення або технології виробництва не потребують іншої температури.

За наявності індивідуальних або типових проектів будівель річна потреба в тепловій енергії на опалювання дорівнюватиме, ГДж:

$$Q_{o.гто} = Q_o \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}} \tau_o \tau_{o.длб} 10^{-6}, \quad (2.124)$$

де Q_o – втрати теплової енергії при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для даної місцевості, Гдж/ч;

$t_{вн}$ – середня розрахункова температура внутрішнього повітря опалювальних приміщень °С;

$t_{ср.о}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С;

$t_{р.о}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування °С;

τ_o – тривалість опалювального періоду в році, діб;

$\tau_{o.длб}$ – тривалість роботи системи опалювання за добу, год/добу (приймають – 24 год для житлових, адміністративно-побутових будівель, складів і гаражів – 16 год для цехів).

За відсутності проектних даних потреба в тепловій енергії на опалювання визначають за укрупненими показниками (по питомій тепловій характеристиці будівлі). Річна потреба в тепловій енергії, (ГДж), становитиме:

$$Q_{o.ггд} = 3,6q_o V_o (t_{вн} - t_{ср.о}) \tau_o \tau_{o.длб} 10^{-6}, \quad (2.125)$$

де q_o – питома опалювальна характеристика, Вт/(м³К);

V_o – об'єм будівлі, м³.

За наявності типових та індивідуальних проектів систем припливновитяжної вентиляції витрата теплової енергії на вентиляцію визначається, виходячи з розрахункових значень за формулою (без рециркуляції):

$$Q_{o.ггд} = Q_b \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}} \tau_b \tau_{b.длб} 10^{-6}, \quad (2.126)$$

Q_B – максимальна годинна витрата теплової енергії на вентиляцію за проектом, кДж/год;

τ_B – тривалість опалювального періоду (за вирахуванням неробочих днів), діб;

$\tau_{В.ДІБ.}$ – середній за опалювальний сезон час роботи системи вентиляції протягом доби, год.

Для будівель, в яких необхідно підтримувати внутрішню температуру вище або нижче плюс 18 °С, норми витрати теплової енергії збільшують або зменшують множенням їх на коефіцієнт:

$$k_t = \frac{t_{ВН} - t_{СР.О}}{18 - t_{Р.О}}, \quad (2.127)$$

За відсутності проектних даних річна потреба в тепловій енергії на вентиляцію, ГДж, для систем без рециркуляції визначається за укрупненими показниками (по питомій тепловій вентиляційній характеристиці будівлі):

$$Q_{О.ГОД} = 3,6q_B V_B (t_{ВН} - t_{СР.О}) \tau_B \tau_{В.ДІБ} 10^{-6}, \quad (2.128)$$

де q_B – питома тепла вентиляційна характеристика будівлі, кДж/(м³·год·К);
 V_B – вентиляований об'єм будівлі, м³.

Тривалість роботи системи вентиляції протягом доби встановлюється залежно від призначення і режиму роботи підприємств і організацій, але не більше загального часу їхньої роботи за добу. За відсутності даних про тривалість роботи систем вентиляції її приймають рівною 16 год.

Годинна потреба в тепловій енергії на гаряче водопостачання, кДж/ч,

$$Q_{Г.В} = c H_{Г.В}^Ч n (55 - t_x), \quad (2.129)$$

де c – теплоємність води, кДж/(кг °С);

$H_{Г.В}^Ч$ – норма споживання гарячої води споживачем, л/год;

n – розрахункове число споживачів, тобто число жителів, ліжок, місць;

55 – розрахункова температура гарячої води °С;

$t_x = 5$ °С – температура холодної водопровідної води.

Річна потреба в тепловій енергії (ГДж) на гаряче водопостачання цехів підприємства:

$$Q_{Г.В.ГОД} = c H_{Г.В}^Ч n (55 - t_x) \tau_{Г.В} \tau_{Г.В.ДІБ} 10^{-6}, \quad (2.130)$$

де $t_{Г.В.}$ – тривалість роботи системи гарячого водопостачання в році, діб;

$t_{Г.В.ДІБ.}$ – час роботи системи гарячого водопостачання за добу, год/доба.

Річна потреба в тепловій енергії на гаряче водопостачання житлових будинків, адміністративних будівель, дитячих садів та інших не виробничих приміщень, ГДж:

$$Q_{Г.В.ГОД} = [cN_{Г.В}^{ДІБ} n(55 - t_{ХЗ})\tau_0 + \kappa(55 - t_{ХЛ})(350 - \tau_0)] 10^{-6}, \quad (2.131)$$

де $N_{Г.В}^{ДІБ}$ – норма витрати гарячої води на одиницю вимірювання, л/добу; $t_{ХЗ}$ та $t_{ХЛ}$ – температура холодної водопровідної води взимку і влітку, відповідно, °С;

τ_0 – тривалість опалювального сезону, діб;

350 – число днів роботи системи гарячого водопостачання за рік;

κ – коефіцієнт добової нерівномірності в середньому для житлових будівель; $\kappa = 1,16$.

За відсутності даних коефіцієнт, що враховує зниження середньогодинної витрати води на гаряче водопостачання влітку відносно до опалювального сезону, приймають рівним 0,8, а для південних міст – рівним 1,0.

Норми витрати, що діють, допускається збільшувати у випадках, коли це підтверджується замірюваннями фактичних витрат гарячої води по водоміру. При визначенні витрати гарячої води житловими будівлями враховують коефіцієнт годинної нерівномірності κ_1 , який приймається таким:

число жителів, осіб	κ_1	число жителів, осіб	κ_1
150	4,45	1000	2,80
250	3,70	2000	2,55
350	3,55	4000	2,40
500	3,25	6000	2,35
700	3,00	10000	2,25

За не цілодобової подачі гарячої води на потреби гарячого водопостачання або протягом неповного тижня норма витрати гарячої води знижується шляхом введення поправних коефіцієнтів. Середню температуру води в системах централізованого гарячого водопостачання з безпосереднім розбором гарячої води з трубопроводів теплової мережі приймають не 55 °С, а 65 °С, норми витрати гарячої води визначають коефіцієнтом 0,85.

У разі відсутності даних температуру холодної водопровідної води приймають взимку $t_{ХЗ} = 5$ °С, а влітку – $t_{ХЛ} = 15$ °С.

Для укрупнених розрахунків потреби в тепловій енергії на гаряче водопостачання встановлюють на 100 робітників: 6 душових і 3 умивальники за-

гального користування з тривалістю роботи 4 години протягом доби. Протягом року потреба в тепловій енергії на одного робітника становить близько 2,5 ГДж.

Транспортування теплоносія споживачеві завжди пов'язане з втратами теплоти в навколишнє середовище, які тим більше, чим більше різниця температур між теплоносієм, що транспортується, і навколишнім середовищем. Тому кількість теплової енергії $Q_{отп}$, відпущеної в теплову мережу, визначають як суму реалізованої теплової енергії і втрат її в зовнішніх теплових мережах:

$$Q_{отп} = Q_{РЕАЛ} + Q_{п}. \quad (2.132)$$

Втрати теплової енергії в зовнішніх теплових мережах залежать від довжини і діаметрів теплових мереж, типу і стану теплоізоляції теплопроводів, ґрунтових умов, терміну роботи, умов експлуатації і визначаються на підставі відповідних випробувань технічно справних теплопроводів. Якщо результати випробувань теплопроводів показують втрати теплоти, нормативні, що перевищують нормативні в 1,5 раза і більше, то в основу розрахунків беруть нормативні втрати, Інструкцією з експлуатації теплових мереж.

За відсутності даних випробувань теплопроводів для укрупнених розрахунків кількість теплоти $Q_{п}$, що втрачається при її транспортуванні, приймають залежно від діаметра трубопроводу і середньорічної температури води в подаючій і зворотній лініях теплових мереж:

$$Q_{п} = Q_{п}^{ПОД} + Q_{п}^{ОБР} = \sum (\beta q L), \quad (2.133)$$

де $Q_{п}^{ПОД}$ і $Q_{п}^{ОБР}$ – нормативні значення теплових втрат в подаючій і зворотній лініях, відповідно, Вт; β – коефіцієнт втрати теплоенергії арматурою і компенсаторами; за безканальної підземної прокладки – 1,15; у тунелях і каналах – 1,2; за надземної прокладки – 1,25;

q – нормативні втрати теплової енергії тепломережами, Вт/м;

L – довжина трубопроводів, м.

Річні втрати теплової енергії в теплопроводах визначають як добуток нормативного значення теплових втрат на час подачі теплоенергії споживачам протягом року.

Втрати теплоти на власні потреби, пов'язані з роботою котла, включають продування, обдування поверхонь нагріву, роботу парових насосів, парове дуття, витрату пари на парові форсунки і тому подібне. До витрат теплоти по котельній відносять витрати на роботу установок хімводопідготовки, деаератора та іншого устаткування.

Розрахункову витрату теплоти на виробничі потреби підприємства Q встановлюють по затверджених нормах на виробництві одиниці продукції в умовах даного підприємства або за паспортними даними тепловикористовуючих установок.

Витрата теплоти на опалювання і вентиляцію визначається сумою добутоків годинних витрат теплоти за різних зовнішніх температур на тривалість одержання цих температур, які можна знайти по довідкових таблицях. Підкреслимо, що кількість теплоти Q на опалювання і вентиляцію за інших рівних умов приблизно лінійно залежить від температури t_H зовнішнього повітря (рис.2.35).

Витрата теплоти $Q_{Г.В.СР.}$ на побутове гаряче водопостачання промислових, житлових та інших будівель, наприклад середньодобова, кДж/добу дорівнюватиме:

$$Q_{Г.В.СР.} = 24cH_{ГВ}^4 \cdot n (55 - t_H). \quad (2.134)$$

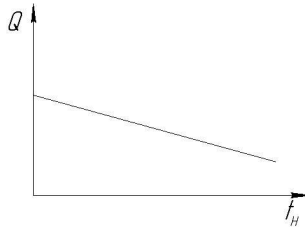


Рис. 2.35. Залежність сумарної витрати теплоти Q від температури t_H зовнішнього повітря

Аналіз особливостей теплоспоживання різними підприємствами є необхідною умовою правильного вибору і розрахунку джерела теплоти, а також визначення режиму роботи системи теплопостачання.

Наочне уявлення про теплоспоживання дають графіки залежності теплоспоживання від часу, які будують і для окремих приміщень, і для районів теплопостачання в цілому. Аналіз ефективності роботи систем теплопостачання зазвичай здійснюється на основі річного графіка сумарного навантаження, який будують підсумовуванням добових графіків споживання теплоти.

На графіку зміни теплового навантаження Q від часу τ (рис.2.36) площа $0-1-2-3-4-0$ відповідає витраті теплоти Q за весь період τ_0 ,

так що
$$Q_H = \int_0^{\tau_0} Q d\tau.$$

Площа прямокутника з основою τ_0 дорівнює площі під кривою, та має висоту, відповідну середньому тепловому

навантаженню $Q_{CP} = \int_0^{\tau_0} \frac{Q}{\tau_0} d\tau$.

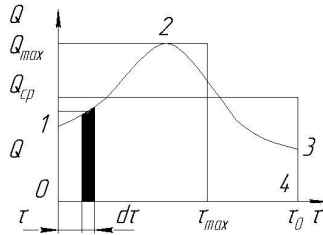


Рис.2.36. Зміна теплового навантаження Q в часі τ від температури зовнішнього повітря

Шляхом побудови рівновеликого прямокутника з висотою Q_{max} визначається число годин використання максимального теплового навантаження τ_{max} . Відношення $\frac{Q_{max}}{Q_p}$ називається коефіцієнтом годинної нерівномірності витрати теплоти за період часу τ_0 .

Кількість теплоти, що витрачається на виробничі цілі Q_{PP} (рис.2.39), складається зі суми:

$$Q_{PP} = Q_0 + q_p \Pi, \tag{2.134}$$

де Q_0 – витрата теплоти, не залежна від кількості продукції, що випускається;

q_p – питома витрата теплоти (на одиницю продукції);

Π – кількість продукції, що випускається.

Крива 1 (рис.2.37) відповідає зміні годинної витрати теплоти, горизонталь 2 визначає середньогодинну витрату теплоти за добу.

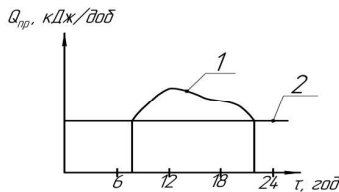


Рис.2.37. Добовий графік зміни витрати теплоти Q_{PP} за двозмінної роботи промислового підприємства

На деяких промислових підприємствах добовий графік споживання теплоти дуже нерівномірний (рис.2.38) і характеризується максимальною кількістю теплоспоживання $Q_{гв.мах}$ і середньодобовим $Q_{гв.ср}$

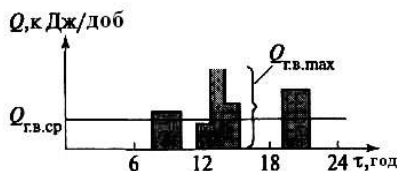


Рис.2.38. Добовий графік за надто нерівномірного теплоспоживання

Добові графіки витрати теплоти будують на підставі розрахунків з використанням нормативних даних про питомі витрати теплоти на технологічні цілі або узагальнення результатів випробувань теплоспоживаючого устаткування.

Визначення теплових навантажень, необхідних для розрахунку витрат палива, вирішення завдань підвищення техніко-економічної ефективності устаткування і систем теплопостачання значною мірою пов'язані з аналізом річних графіків теплових навантажень, що будуються в хронологічній послідовності, наприклад, по місяцях або в порядку убування. Так, річний умовний графік комплексної витрати теплоти підприємством, що має в своєму розпорядженні власну котельню (рис.2.39), залежно від тривалості зовнішньої температури t_H дає можливість визначати витрати теплоти і палива, встановлювати необхідну кількість і потужність котлів і та ін.

Витрати теплоти в системах теплопостачання необхідно знати за їхньому проектування, будівництва та регулювання, а також наладки і експлуатації. Для цих цілей найчастіше вживаються максимальні годинні витрати теплоти, визначені по відомих розрахункових температурах для опалювання і максимальних навантажень технологічного споживання (значення цієї витрати є основою для визначення решти витрат теплоти), середньогодинна витрата теплоти найбільш холодного місяця року, який необхідний для перевірки правильності вибору потужності, кількості устаткування і джерела теплоти, середньогодинна витрата теплоти опалювального періоду і року.

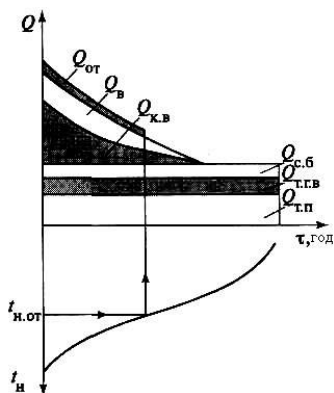


Рис.2.39. Річний графік витрати теплоти Q підприємством:
 $Q_{от}$, $Q_{в}$ і $Q_{к.в}$ – годинні витрати теплоти відповідно для опалювання, вентиляції і кондиціонування повітря; $Q_{т.п}$, $Q_{т.г.в}$ і $Q_{с.б}$ – середньогодинні витрати теплоти відповідно для технологічних потреб у вигляді пари, гарячої води і для санітарно-побутових потреб; $t_{н.от}$ – температура початку (закінчення) опалювального періоду

Нерівномірність теплового споживання, що негативно позначається на техніко-економічних показниках системи тепlopостачання, може бути згладжена організованими заходами (наприклад, зміною графіка роботи змін) або застосуванням акумуляторів теплоти. Річні графіки витрати теплоти дозволяють встановлювати час пуску і зупинки мережевих насосів, вибирати період відключення споживачів.

Класифікація компресорів. В об'ємних машинах тиск газу підвищується шляхом зміни об'єму робочого простору машини. Залежно від значення створюваного тиску компресорні машини поділяють на компресори, що підвищують тиск газів до 0,2...0,3 МПа і вище; газодувки, що підвищують тиск до 0,3 МПа; вентилятори, що підвищують тиск до 0,15 МПа, і вакуум-насоси, які використовуються для створення розрідження (тиск нижче атмосферного). По характеру робочого процесу розрізняють декілька типів компресорних машин: об'ємні, газодинамічні, теплові.

Для отримання стислого повітря для виробничих цілей на підприємствах застосовуються стаціонарні і пересувні компресорні установки. Звичайний тиск стислого повітря в них не перевищує 0,6 МПа. Стисле повітря використовується для роботи стендів, для випробування двигунів, пароповітряних мо-

лотів, пневматичних пресів, пневмоінструменту, роботи пневматичних перевантажувальних машин, а також для абразивно-струменевого очищення поверхонь корпусів, збору продуктів очищення і регенерації абразивного матеріалу, для розпилювання фарб та ін.

Машини, призначені для стиску повітря або газу, називаються *компресорами*. Власне компресорами називаються машини зі штучним охолодженням, що створюють тиск більше 0,35 МПа. Такі машини застосовують у високонапірному пневматичному транспорті.

За принципом дії компресорні машини діляють на *динамічні (лопатеві), витіснення (об'ємні) і струменеві (газодинамічні)*.

На пневматичному транспорті набули поширення в основному тільки компресори витіснення. Вони забезпечують стабільність газового потоку на всіх режимах роботи і відсутність помпажних зон. За конструктивним виконанням компресори витіснення поділяють на *поршневі, ротаційні і гвинтові*.

У *динамічних машинах* і апаратах зовнішня енергія перетворюється спочатку (на першій стадії робочого процесу) в енергію струму стиснутого газу або енергію вихрів (наприклад, за допомогою робочого колеса, що обертається, з лопатками), а потім (на другій стадії робочого процесу) кінетична енергія струму або вихру переходить в потенційну енергію тиску стислого газу.

У *теплових компресорних машинах* підвищення тиску газу здійснюється за рахунок теплоти зовнішніх джерел. Найбільшого практичного поширення набули компресорні машини об'ємного і динамічного типу. Сфери застосування компресорних машин залежно від продуктивності V і тиску нагнітання P_n представлені на рис.2.42.

Нині в нашій країні випускають сотні типорозмірів різних компресорних машин продуктивністю 0,02...12000 м³/хв з тиском нагнітання до 250 МПа і потужністю 0,1 кВт...40 МВт. Компресорні машини застосовують в багатьох галузях виробництва. При вивченні процесів компресорних машин необхідно враховувати властивості реальних газів і пари. Оскільки внутрішня енергія і ентальпія ідеального газу не залежать від тиску і за однакової температури рівні, то внутрішня енергія реального стислого газу завжди менша.

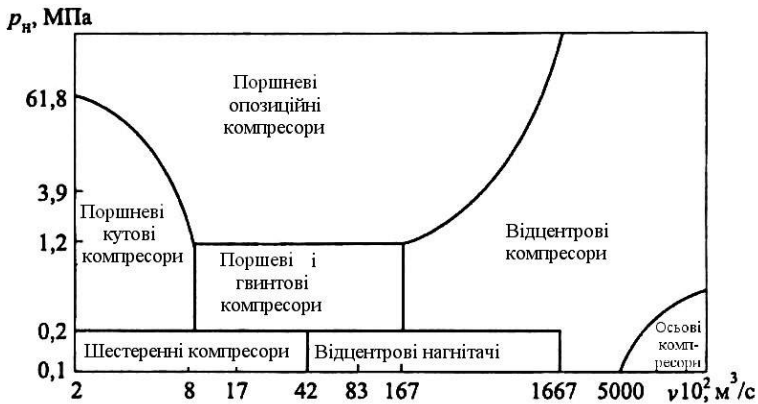


Рис.2.40. Сфери застосування компресорних машин

Поршневі компресори. У поршневих компресорах стиск і нагнітання повітря проводяться поршнем, рухомих у циліндрі.

Розрізняють поршневі компресори простої і подвійної дії. У компресорах подвійної дії працюють обидві порожнини циліндра. По розташуванню осі циліндра розрізняють горизонтальні, вертикальні v - та w - подібні. Частота обертання поршневих компресорів – 200...1200 хв^{-1} . За невеликих частот обертання потрібна додаткова пасова передача.

По числу ступенів компресори поділяють на одно-, дво- і багатоступінчасті.

Залежно від створюваного тиску поршневі компресори випускають низького тиску, призначені для стиску повітря до 1 МПа, середнього 1...10 МПа і високого 10...100 МПа. За продуктивністю їх поділяють на компресори малої продуктивності – до 10 $\text{м}^3/\text{хв}$, середньої – 10...100 $\text{м}^3/\text{хв}$ і великої – від 100 $\text{м}^3/\text{хв}$ і вище.

Компресори малої продуктивності, як правило, виготовляють багатооборотними (частота обертання 700 хв^{-1} і більше). Поршневі компресори працюють з повітряним і водяним охолодженням.

У *ротаційних* компресорах стиск і нагнітання повітря проводяться ротором, який рівномірно обертається в один бік, з лопатками. Їх застосовують зазвичай при тиску не вище 1,5 МПа і продуктивності до 50 $\text{м}^3/\text{хв}$. Ці компресори мають високу частоту обертання і можуть бути безпосередньо з'єднані з електродвигуном.

Стиск повітря в гвинтовому компресорі відбувається за рахунок скорочення об'єму робочої порожнини, утвореної корпусом і гвинтовими поверхнями зв'язаних роторів. Такі компресори надійні в роботі, не забруднюють мастилом повітря, забезпечують рівномірну подачу.

Принцип роботи і індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора були розглянуті в темі 5. Відмінність дійсної індикаторної діаграми компресора від теоретичної обумовлюється шкідливим простором: опором у клапанах, впливом теплообміну, витоками повітря, підвищенням температури при всмоктуванні повітря тощо. (рис. 2.41). На цій діаграмі точка a відповідає закриттю впускного клапана, точка b – відкриттю нагнітаючого клапана, а точка c – його закриттю. Впускний клапан відкривається в точці d . Точки 1–4 відповідають теоретичній розрахунковій діаграмі роботи компресора з урахуванням шкідливого простору.

Розглянемо вплив основних вказаних чинників на дійсні процеси, що протікають у циліндрі компресора.

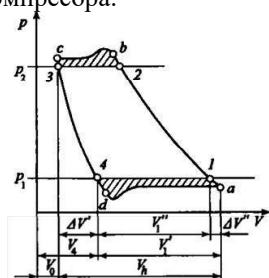


Рис. 2.41. Дійсна індикаторна діаграма

1. На відміну від ідеального в реальному компресорі є шкідливий простір об'ємом V_0 , розміщений між кришкою циліндра і днищем поршня, що перебуває у верхній мертвій точці (ВМТ). Шкідливий простір компресора розташований головним чином у клапанах і каналах. Як видно з діаграми, при розширенні повітря, що знаходиться в шкідливому просторі, зменшується об'єм всмоктування (лінія 3–4). Всмоктування повітря з атмосфери починається після того, як тиск повітря в циліндрі знизиться до атмосферного (точка 4). Відношення об'єму шкідливого простору V_0 до об'єму V_h , що описується поршнем, називається *відносним шкідливим об'ємом*, тобто

$$a = \frac{V_0}{V_h}$$

Величина відносного шкідливого об'єму зазвичай становить 2...6% і значно впливає на продуктивність компресора.

2. При розгляді ідеального компресора приймалося, що тиск всмоктування дорівнює атмосферному. Насправді, через опір у впускній магістралі і клапанах тиск у циліндрі буде менший від атмосферного на величину Δp_1 , залежну головним чином від швидкості проходження повітря через клапан, розмірів впускного трубопроводу і опору повітряного фільтра. Найбільше розрідження в циліндрі компресора створюється в момент, перед відкриттям клапана, оскільки цей перепад тиску повинен подолати зусилля пружини, вагу клапана і його інерцію. Втрата тиску при всмоктуванні складає приблизно $\Delta p_1 = (0,05 - 0,2) p_1$.

3. Тиск стиску повітря в циліндрі вище за тиск p_2 в нагнітальній магістралі на величину Δp_2 через опір клапана і нагнітального патрубку. Як і при всмоктуванні, найбільший перепад тиску Δp_2 спостерігається в початковий момент відкриття нагнітального клапана у зв'язку з подоланням сили пружини, ваги та інерції пластини клапана.

На діаграмі pV заштрихована площа характеризує роботу, витрачену на подолання опорів у впускних і нагнітаючих клапанах і каналах, що підведені до них.

4. Під час аналізу ідеального компресора приймалося, що процес стиску може перебігати по ізотермі, адіабаті або поліτροпі з постійним показником n . Дійсно на початку стиску температура повітря нижча за температуру стінок циліндра, що оточують його. Тому на першій частині ходу поршня повітря додатково нагрівається від стінок і процес стиску протікає по поліτροпі з $n > k$, крива стиску є крутішою за адіабату.

Надалі в міру стиску температура повітря підвищується, теплота від нього починає передаватися стінкам циліндра, внаслідок чого показник політропи стає менше показника адіабати $n < k$. Крива стиску в цьому випадку проходить пологіше, ніж адіабата. Таким чином, на відміну від теоретичного процесу, що протікає в ідеальному компресорі, показник політропи стиску повітря є змінною величиною. При розрахунках компресорів процес стиску зі змінним показником зазвичай замінюють процесом з середнім постійним показником n , що становить 1,2...1,4.

5. При витоках повітря з циліндра, внаслідок нещільності прилягання впускного клапана, поршневих кілець або сальника, криві стиску на діаграмі розташовуються пологіше, а крива розширення – крутіше.

Крива стиску під час перетікання стислого повітря з нагнітальної магістралі через нагнітальний клапан у циліндр пролягає крутіше, а крива розширення – пологіше.

Витік повітря через нещільність у клапанах, поршні і сальнику, а також невчасне закриття клапанів призводять до зменшення продуктивності компресора. Відношення об'єму всмоктуваного повітря v_i (за визначеного тиску і температури у впускному патрубку) до робочого об'єму циліндра V_h називається *коефіцієнтом подачі*

$$\lambda = V_i / V_h. \quad (2.135)$$

Умовно його можна представити у вигляді твору двох коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_{ec} \lambda_{эф}, \quad (2.136)$$

де λ_{ec} – індикаторний коефіцієнт всмоктування;

$\lambda_{эф}$ – коефіцієнт ефективності всмоктування.

Як бачимо на індикаторній діаграмі (рис. 2.43), частина робочого об'єму циліндра, що до рівнює $\Delta V' = V_4 - V_0$, не використовується внаслідок розширення повітря зі шкідливого простору. Відношення об'єму повітря V_1' , що дійсно надійшло в циліндр, до його робочого об'єму V_h , називається *об'ємним коефіцієнтом*:

$$\lambda_v = \frac{V_1'}{V_h}, \quad (2.137)$$

або

$$\lambda_v = \frac{V_h - V_1'}{V_h} = 1 - \frac{V_1'}{V_h} = 1 - \frac{V_4}{V_h} + \frac{V_0}{V_h}. \quad (2.138)$$

Об'єм повітря V_h розраховують користуючись відношенням параметрів у політропному процесі розширення повітря зі шкідливого простору з показником політропи n :

$$V_4 = V_0 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = V_0 \beta^{1/n}, \quad (2.139)$$

де β – ступінь підвищення тиску.

Підставляючи в рівняння (2.138) значення v_4 з виразу (2.139) і пам'ятаючи, що $a = V_0/V_h$, отримуємо:

$$\lambda_v = 1 - a\beta^{1/n} + a = 1 - a(\beta^{1/n} - 1). \quad (2.140)$$

Як видно з виразу (2.140), об'ємний коефіцієнт залежить від об'єму шкідливого простору, ступеня підвищення тиску і показника політропи розширення.

Наприкінці всмоктування (точка a) тиск повітря завжди менший за атмосферний через опір у всмоктуючій магістралі. Тому тиск p_1 забезпечується лише в точці 1 , унаслідок чого спостерігається втрата робочого об'єму, що дорівнює

$$\Delta V'' = V_1' - V_1''.$$

Відношення об'ємів V_1' та V_1'' , що характеризує зменшення об'єму всмоктувального повітря через гідравлічні втрати при всмоктуванні, називається *коефіцієнтом тиску*:

$$\lambda_p = V_1'' - V_1'. \quad (2.141)$$

Добуток об'ємного коефіцієнта на коефіцієнт тиску називається індикаторним *коефіцієнтом всмоктування*:

$$\iota_{ec} = \lambda_v \lambda_p. \quad (2.142)$$

Коефіцієнт ефективності всмоктування може бути представлений також у вигляді твору двох приватних коефіцієнтів підігріву λ_t і герметичності λ_z :

$$\lambda_{эф} = \lambda_t \lambda_z. \quad (2.143)$$

На індикаторній діаграмі об'єм V_1'' не відображає зниження продуктивності дійсного компресора порівнянно з ідеальним унаслідок підвищення температури повітря в період всмоктування від гарячих поверхонь. Зменшення маси газу в циліндрі в результаті підвищення температури характеризується *коефіцієнтом підігріву* λ_t .

Коефіцієнт герметичності λ_z характеризує зниження продуктивності компресора в результаті витоків через нещільність в поршневих кільцях, клапанах і сальниках.

Коефіцієнт ефективності $\lambda_{эф}$ всмоктування залежить від конструкції компресора, ступеня його зношеності, дотримання правил експлуатації і коливається в межах 0,8...0,95.

Знаючи коефіцієнт подачі компресора λ , обчислимо дійсний об'єм всмоктувального повітря:

$$V_1 = \lambda V_h = \left[1 - a(\beta^{1/n} - 1) \right] \lambda_p \lambda_t \lambda_z V_h; \quad (2.144)$$

і продуктивність компресора, xv^{-1} :

$$V = V_{in} = \left[1 - a(\beta^{1/n} - 1) \right] \lambda_p \lambda_t \lambda_z 0,25\pi D^2 S, \quad (2.145)$$

де i – число впускних порожнин компресора; у компресорах простої дії $i=1$; n – частота обертання вала компресора, xv^{-1} ;

D – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м.

Потужність, що витрачається на стиск повітря в циліндрі реального компресора, називається *індикаторною*. Її визначають по індикаторній діаграмі, знятій з компресора, використовуючи формулу: FSn

$$N_i = p_i \frac{FSn}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.145)$$

де p_i – середній індикаторний тиск, розрахований по індикаторній діаграмі (такий постійний тиск, за дії якого на поршень за один його хід здійснюється робота, що до рівнює роботі повного циклу компресора), Па; F – площа поршня, m^2 .

За формулою (2.145) обчислюють потужність (кВт) компресора простої дії. У компресорах подвійної дії потужність визначають для кожної порожнини циліндра, а потім отримані величини складають.

Потужність на валу компресора називається ефективною, якщо вона більше від індикаторної на величину механічних втрат:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m},$$

де η_m – механічний ККД компресора; у сучасних поршневих компресорах за номінального навантаження $\eta_m = 0,85 \dots 0,9$.

Механічний ККД залежить від індикаторної потужності, тобто навантаження машини,

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{N_i}{N_e + N_{mp}} = \frac{1}{1 + N_{mp} / N_i}, \quad (2.146)$$

де N_{mp} – потужність, що витрачається на подолання сил тертя.

З пониженням навантаження компресора механічний ККД зменшується.

У разі відсутності індикаторної діаграми потужність, споживану компресором, визначають розрахунковим шляхом. У цьому випадку не враховують шкідливий простір, оскільки він не чинить помітного впливу на потужність, що витрачається компресором, оскільки робота, витрачена на стиск у ньому повітря, значною мірою повертається в процесі розширення. Роботу ідеального компресора за ізотермічного, адіабатному і політропних стисках розраховують за формулами, наведеними вище.

Ступінь досконалості компресорних машин не можна оцінювати термічним ККД, оскільки їхній робочий процес не є термодинамічно замкненим. Ефективність роботи різних компресорів оцінюють по відносному

термодинамічному ККД, що характеризує ступінь наближення дійсного робочого процесу до ідеального. Як ідеальний процес стиску в охолоджуваних компресорах застосовується ізотермічний процес, споживаючий найменшу роботу. У зв'язку з цим вводиться поняття ізотермічного ККД компресора, рівного відношенню роботи (потужності), споживаної ідеальним ізотермічним компресором $L_{из}$, до індикаторної роботи (потужності) L_i , споживаної насправді:

$$\eta_{из} = L_{из} / L_i = N_{из} / N_i. \quad (2.147)$$

Потужність (кВт), що витрачається ідеальним компресором з ізотермічним стиском, дорівнюватиме

$$N_{из} = \frac{p_i N_i \ln \frac{P_2}{P_1}}{60 \cdot 10^3} = \frac{p_1 V_{\min} \ln \frac{P_2}{P_1}}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.148)$$

де p_i – тиск всмоктуваного повітря, Па;

V_{\min} – продуктивність компресора, м³/хв.

По величині ізотермічного ККД судять про індикаторні втрати в компресорі, викликані недосконалістю процесів стиску і розширення, втратами в клапанах, витоками повітря та ін. Ізотермічний ККД істотно залежить від ступеня підвищення тиску β . Така залежність для добре охолоджуваних компресорів представлена на рис. 2.42. Максимальне значення ізотермічного ККД досягається при $\beta \approx 3$. За нижчих значень β коефіцієнт починає різко падати, що пояснюється зростанням відносних втрат енергії в клапанах. Це одна з основних причин недоцільності застосування поршневих компресорів у разі малих ступенях підвищення тиску β .

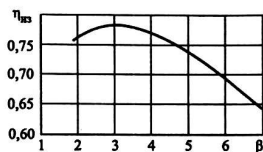


Рис. 2.42. Залежність $\eta_{из} = f(\beta)$

При $\beta > 3$ ізотермічний ККД $\eta_{из}$ також знижується, проте меншою мірою. Потужність на валу компресора оцінюють по величині *повного ізотермічного* ККД, що враховує індикаторні і механічні втрати:

$$\eta_{из п.} = \eta_{из} \eta_m N_{из} / N_e. \quad (2.149)$$

Потужність на валу реального компресора:

$$N_{уз} = \frac{p_1 V_{\min} \ln \frac{p_2}{p_1}}{60 \cdot 10^3 \eta_{уз} \eta_M} \quad (2.150)$$

Якщо поршневий компресор приводиться в обертання через пасову передачу, то ККД всієї компресорної установки становитиме

$$\eta_{к.уст} = \eta_{уз} \eta_M \eta_n, \quad (2.151)$$

де η_n – ККД пасової передачі.

У більшості сучасних повітряних компресорних установок ККД змінюється від 0,45 до 0,65.

Межа стиску в одному ступені поршневого компресора. Граничний ступінь підвищення тиску β в одному ступені компресора залежить від об'єму V шкідливого простору і допустимої температури повітря в кінці стиску.

На рис.2.43 наведено індикаторну діаграму компресора з постійним тиском всмоктування p_1 , а тиск наприкінці стиску p_2 весь час підвищується від p_2 до p_2'' і p_2'' .

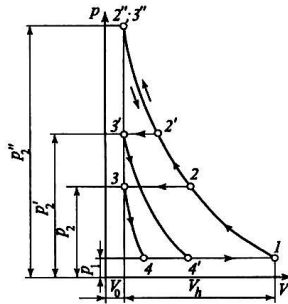


Рис. 2.43. Схема підвищення тиску в одному ступені поршневого компресора

З його підвищенням зменшується кількість повітря, яке подається в напірну магістраль, і збільшується кількість повітря, що залишається в шкідливому об'ємі компресора. Досягаючи тиску p_2'' , лінії стиску і розширення зливаються, а подача повітря в напірну магістраль припиняється. Отриманий у цьому випадку ступінь підвищення тиску β є граничним, об'ємний ККД компресора дорівнює нулю.

Граничний ступінь підвищення тиску β може бути розташований за формулою (2.153): при $\lambda_v=0$:

$$1 - a(\beta^{1/n} - 1) = 0; \tag{2.153}$$

$$\beta = \left(\frac{1}{a} + 1\right)^n. \tag{2.154}$$

Для отримання високого тиску повітря застосовують багатоступінчатий стиск з охолодженням його після кожного ступеня спеціальним холодильником. Число ступенів m , необхідне для досягнення заданого кінцевого тиску, приймають в таких межах:

p , МПа....	до 0,6	0,5...3,0	1,3...15	3,5...40,0
m	1	2	2...3,0	3...4,0

При збільшенні числа ступенів стиску повітря компресор все більш наближається до ізотермічного процесу, при цьому додаткова економія роботи, що досягається введенням нового ступеня, зникає.

Штучні способи охолодження. У будь-якому природному процесі здійснюється мимовільний перехід теплоти від тіл з високою температурою до тіл з нижчою температурою, тобто відбувається природне охолодження, коли кінцева температура охолоджуваного тіла залежить від температури тіла, що охолоджує. Кількість теплоти, яка може поглинути тіло, що охолоджується, визначає його ефект, що охолоджує, або кількість проведеного холоду.

Охолодження – вимушене відведення теплоти від тіл і передача її іншим тілам або в навколишнє середовище. У тих випадках, коли є можливість використовувати для охолодження тіл або машин такі природні середовища, як повітря, вода, земля, лід і сніг, воно досягається природним чином з мінімальними витратами енергії і засобів. Для забезпечення штучного охолодження необхідна вельми велика витрата енергії. Теплоту, відведену від тіла в процесі охолодження, зазвичай називають холодом.

Сучасна техніка дозволяє отримувати будь-які низькі температури, які умовно поділяють на три діапазони: *помірно низькі* (273...120 К), *криогенні* (120...0,5 К) і *наднизькі* (0,5...0 К). Чим нижче температура, тим більші витрати енергії і матеріалів потрібні для отримання холоду.

Основні поняття, використані під час вивчення робочих процесів у холодильних машин.

Розглянемо деякі поняття і визначення.

Передусім зупинимося на понятті *холод*. Такого поняття в термодинаміці немає. Це умовний термін, який розуміють як створення потенційної

можливості сприйняття відповідної кількості теплоти на температурному рівні нижче навколишнього середовища. Іншими словами, *холод – це теплота, температурний рівень якої нижчий за температуру навколишнього середовища*.

У зворотних циклах завжди існують два джерела теплоти: джерело низької температури (ДНТ) і джерело високої температури (ДВТ). Джерело високої температури – це тіло або середовище, від яких теплота відводиться. До ДНТ можна віднести охолоджуваний продукт або речовину в технологічному процесі; проміжний теплоносіє (холодоносіє, холодоагент), наприклад розчин солі у воді (розсіл); повітря в охолоджуваній камері та ін. Температура ДНТ при відведенні від нього теплоти може бути постійною або змінною. Джерело низької температури – це тіло або середовище, до яких теплота підводиться.

До ДВТ відносяться тіло, що нагрівається, або проміжний теплоносіє, навколишнє середовище та ін. Температура ДВТ також може бути постійною (температура навколишнього середовища) або змінною (температура води, що нагрівається).

У термодинамічній теорії велике значення має поняття *навколишнє середовище*, яке характеризується перш за все тим, що його параметри не залежать від роботи холодильної машини або будь-якої системи. Отже, навколишнє середовище повинне володіти такою теплоємністю, щоб будь-яка дія на неї викликала б настільки малі зміни температури, що ними можна нехтувати. У реальних умовах прикладами такого середовища можуть слугувати: атмосферне повітря, вода великих водоймищ, гірські породи, ґрунт та ін.

Крім того, параметри навколишнього середовища мають знаходитися в повній термодинамічній рівновазі. Наприклад, параметри атмосферного повітря постійно змінюються, але для інженерних розрахунків цим можна нехтувати. Додатковою характеристикою навколишнього середовища є спроможність реалізувати теплообмін між робочою речовиною зворотного циклу і навколишнім середовищем без істотних витрат.

Перенесення теплоти від ДНТ до ДВТ здійснюється за допомогою робочої речовини (холодильного агента). Термодинамічні та фізичні властивості робочої речовини значно впливають на показники зворотних циклів. Робоча речовина здійснює зворотний цикл за рахунок механічної або іншого виду енергії. Розрізняють три різновиди зворотних циклів: холодильний, теплого насоса, а також комбінований (теплофікаційний).

Холодильна машина працює по *холодильному циклу* і призначена для охолодження середовища або підтримки низької температури в охолод-

жуваному приміщенні в тому випадку, коли теплота від джерела низької температури (охолодженого об'єкта) передається навколишньому середовищу.

Способи охолодження або фізичні принципи пониження температури в зворотних циклах. Для безперервного штучного охолодження в низькотемпературних установках реалізуються різні цикли з різними хладагентами. Будь-який цикл включає декілька процесів, і принаймні, один з них повинен супроводжуватися ефектом пониження температури в адіабатних умовах або поглинанням теплоти в ізотермічних. Якщо подібний процес у циклі протікає за ізотермічних умов, то саме в цьому процесі теплота від охолоджуваного тіла передається в цикл. Якщо процес перебігає в адіабатних умовах, то теплота вводиться в цикл до робочого тіла, охолодженого після цього процесу.

Зі всіх процесів, які використовуються в циклах для пониження температури робочого тіла, найбільш поширеними є, по-перше, зміна агрегатного стану (фазові перетворення), що супроводжується поглинанням теплоти (плавлення, пароутворення, розчинення солі); по-друге розширення стислого газу з отриманням зовнішньої роботи; по-третє, дроселювання; по-четверте, вихровий ефект; по-п'яте, термоелектричне охолодження; по-шосте, десорбція газів.

На основі будь-якого методу отримання холоду може бути здійснена велика кількість однорідних циклів. Будь-який цикл холодильної або криогенної установки містить холодовиробничий процес (або сукупність процесів), що забезпечує безперервне отримання холоду.

Охолодження при зміні агрегатного стану тіл. Зміна агрегатного стану тіла (плавлення, кипіння, сублімація) супроводжується поглинанням значної кількості теплоти, що витрачається на внутрішню роботу по подоланню сил зчеплення між молекулами. На практиці для отримання ефекту, що охолоджує, використовують речовини (водний лід, аміак, хладагенти R12, R22, R502, вуглекислоту та ін.), у яких процеси плавлення, кипіння і сублімації протікають за низької температури та нормального атмосферного тиску.

Фазові перетворення при зміні агрегатного стану тіл (плавлення, кипіння, сублімація) відбуваються при постійних температурах і тиску, залежних від фізичних властивостей тіл і умов переходу з одного стану в інший.

Плавлення — перехід тіла з твердого стану в рідкий при підводі до нього необхідної кількості теплоти. Плавлення водного льоду широко використовують для охолодження тіла температурою вище $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Змішування роздробленого льоду або снігу з сіллю знижує температуру танення суміші.

Найбільше застосування в холодильній техніці отримали суміші хлористого натрію (NaCl) і хлористого кальцію (CaCl_2) з льодом. Залежно від відсотка вмісту солей у сумішах їх температура плавлення може бути знижена відповідно до $-21,2$ і $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура плавлення визначається тиском і залишається постійною в період переходу тіла з твердого стану в рідкий. Кількість теплоти $q_{пл}$, кДж, поглинання 1 кг твердого тіла під час переходу його в рідкий стан, називається теплотою плавлення. Теплота плавлення льодосоляної суміші при зниженні температури плавлення зменшується. Так, теплота плавлення чистого водного льоду – 335 кДж/кг, а суміші 28% куховарської солі і льоду – 222 кДж/кг.

Кипіння – процес інтенсивного утворення пари у всій масі рідини при її нагріванні. На відміну від кипіння утворення пари при випаровуванні відбувається тільки з поверхні рідини. Кількість теплоти, яку необхідно підвести до 1 кг рідини, доведеної до температури кипіння, щоб при постійному тиску перетворити її на суху насичену пару, називається *питомою теплотою пароутворення* r , кДж/кг.

Процес кипіння відбувається при визначеній для даного тиску температурі рідини, так званою *температурою кипіння*, що дорівнює температурі насичення. Температура кипіння будь-якої рідини залишається незмінною протягом всього часу кипіння.

При зменшенні тиску температура кипіння знижується. Наприклад, вода при нормальному атмосферному тиску кипить при $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Якщо в ємності з водою понизити тиск $0,001$ МПа, то вода закипить при $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Хладогент R22 при тиску $0,1$ МПа кипить при температурі $-40,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, із зменшенням тиску до $0,06$ МПа температура кипіння знизиться до $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Якщо ємність з хладогентом R22 помістити в приміщення і з'єднати з атмосферою, то рідина в ємності кипітиме при температурі $-40,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Оскільки температура в приміщенні вище температури кипіння рідини, то теплота паротворення відводиться від повітря приміщення, охолоджуючи його. Пари, що утворилися при кипінні, виходитимуть в атмосферу.

Ефект, що охолоджує, може бути отриманий за рахунок інтенсивного випаровування води, теплота пароутворення якої при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ рівна 2500

кДж/кг. Випарне охолодження водою застосовують при високій температурі кипіння хладогента. Температура кипіння і плавлення хладогента змінюється відповідно із зміною тиску.

Сублімація — процес переходу тіла з твердого стану безпосередньо в пароподібний. Кількість теплоти, що поглинається 1 кг твердого тіла при постійній температурі переходу його в пароподібний стан, називається питомою теплотою сублімації q_c , кДж/кг. Водний лід в атмосферних умовах сублімує при температурі нижче 0 °С.

Вуглекислота в потрібній точці має температуру $-56,6$ °С і тиск 0,52 МПа. Температура сублімації твердої вуглекислоти при атмосферному тиску $-78,9$ °С. Теплота сублімації q_c дорівнює сумі теплоти плавлення q_{pl} і паруворення r , унаслідок чого процес дає більший холодильний ефект.

Для отримання низьких температур використовують рідини з низькою температурою кипіння при нормальному атмосферному тиску, це – зріджене повітря (температура кипіння -192 °С), кисень (-183 °С) і азот (-196 °С).

Способи охолодження, засновані на використанні фазових перетворень речовин, можливі лише при необмеженому запасі тіл, що охолоджують. Безперервне отримання холоду при використанні однієї і тієї ж кількості речовини, що охолоджує, можливо, якщо після отримання холодильного ефекту воно повертається в початковий стан. Це здійснюється за допомогою холодильних машин.

Охолодження при розширенні газів. Процес адиабатного розширення стислого газу супроводжується зниженням температури. Зв'язок між тиском і температурою для ідеального газу в адиабатному процесі виражається співвідношенням:

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}$$

де k – показник адиабати.

У адиабатному процесі розширення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній, тому вся внутрішня енергія повністю перетвориться в механічну роботу.

При розширенні реального газу витрачається додаткова робота на подолання внутрішніх сил тяжіння його молекул і виконання зовнішньої роботи.

Якщо повітря, стиснуте до 9,5 МПа при $t_1 = 20$ °С, адиабатно розширюється до 0,1 МПа, то при $k = 1,4$ його кінцева температура $t_2 = -193,4$ °С.

Примусове розширення газів, що супроводиться пониженням їхньої температури, здійснюється в розширювальних машинах – поршневих детандерах і турбодетандерах (рис. 2.44).

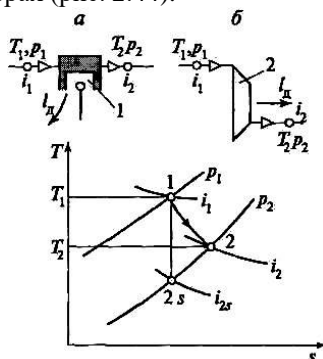


Рис. 2.44. Схеми детандування в поршневому детандері (а) і турбодетандері (б): 1-2s – адіабатне розширення; 1-2 – дійсне розширення

Зміна ентальпії (без урахування витоків і теплопритоків) при детандуванні

$$\Delta i_D = i_1 \cdot i_2 = (i_1 \cdot i_2) \eta_s,$$

де η_s – адіабатний ККД детандора, для поршневих детандорів зазвичай $\eta_s = 0,7 \dots 0,9$; для турбодетандорів $\eta_s = 0,65 \dots 0,87$.

Процеси детандування дуже широко застосовуються в криогенній техніці і порівняно рідко в холодильній

Охолодження за допомогою дроселювання. Дроселюванням називається зниження тиску рідини або газу при проході через будь-який звужений отвір (діафрагму, клапан). При швидкому зниженні тиску зовнішня робота не здійснюється і теплообміну із зовнішнім середовищем практично не відбувається. Ентальпія в цьому процесі не змінюється, а ентропія зростає через витрати внутрішньої енергії потоку на подолання тертя, що указує на незворотність процесу.

За звуженим отвором залежно від властивостей і стану реального газу внутрішня енергія може бути більше, або менше, або рівною внутрішній енергії до звуженого отвору. Залежно від характеру зміни внутрішньої енергії кінцева температура реального газу може бути вище, рівна або нижче початкової.

Зміна температури речовини при дроселюванні називається ефектом Джоуля-Томпсона, його застосовують у техніці глибокого охолодження

реальних газів. Дроселювання рідини супроводжується значним зниженням температури. Це викликано тим, що при дроселюванні рідини (особливо насиченої) відбувається пароутворення в результаті перетворення роботи сил тертя на теплоту і передачі її рідині. При цьому збільшується об'єм і здійснюється велика робота по подоланню сил взаємного тяжіння молекул. Якщо теплообмін з навколишнім середовищем відсутній, робота по подоланню сил тяжіння супроводжуватиметься зменшенням внутрішньої енергії, а отже, і температури парорідинної суміші. Процес дроселювання рідини широко використовується для отримання помірно низьких температур.

Вихровий ефект охолодження. Охолодження повітря цим способом здійснюється за допомогою вихрової труби. Пристрій вихрової труби, в якій відбувається температурне розділення потоку повітря, надзвичайно простий (рис.2.45).

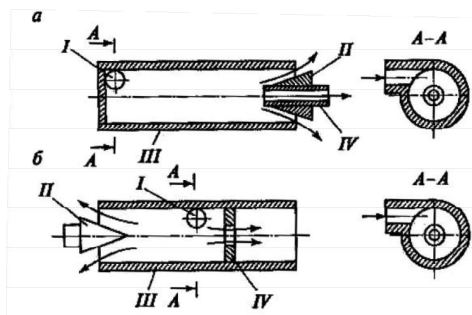


Рис.2.45. Схеми прямої (а) і протіточної (б) вихрових труб

Повітря при температурі навколишнього середовища і тиску 0,3...0,5 МПа поступає в циліндричну трубу III через сопло I по дотичній до внутрішньої поверхні труби. Повітря, що поступило в трубу, здійснює оборотний рух, одночасно зміщуючись від сопла I до дросельного клапана II. При цьому повітряний потік, що вийшов з сопла по дотичній до внутрішньої поверхні труби, утворює вільний вихор, кутова швидкість якого велика біля осі і зменшується у міру видалення від неї. При русі до дросельного клапана II кутова швидкість між шарами потоку вирівнюється внаслідок тертя між ними (швидкість внутрішніх шарів знижується, зовнішніх – зростає), при цьому кінетична енергія внутрішніх шарів передається периферійним шарам. У результаті зовнішні шари повітря виявляються більш нагрітими, внутрішні – холодними, тобто через діафрагму IV (або трубу меншого ді-

метра) виходить холодне повітря, а через клапан *II* по периферії труби – гарячий. Температура холодного повітря на 30...70 °С нижче за початкову температуру повітря, що входить в сопло.

У вихровій камері температурне розширення повітря відбувається значно швидше, ніж встановлення термічної рівноваги. При тиску повітря 0,3...0,5 МПа утворюється холодний потік з температурою –10 ... –50 °С і гарячий – з температурою 100...130 °С.

Великі незворотні втрати при розширенні повітря у вихровій трубі зумовлюють порівняно великі енергетичні витрати, які значно перевищують витрати при ізоентропному розширенні із здійсненням зовнішньої роботи. Проте не завжди результат енергетичного зіставлення може бути вирішальним при оцінці холодильних систем.

Виняткова простота і надійність вихрової труби роблять її в деяких випадках, наприклад, при періодичній потребі в охолодженні, при необхідності малого холодовиробництва вигідно застосовувати просту і надійну вихрову трубу.

Термоелектричне охолодження. У техніці широко відомий ефект виникнення термоЕРС у спаяних провідниках, контакти (місця спаїв) між якими підтримуються при різних температурах (ефект Зеебека). У тому випадку, коли через ланцюг двох різнорідних матеріалів пропускається постійний струм, один із спаїв починає нагріватися, а інший – охолоджуватися. Це явище носить назву термоелектричного ефекту або ефекту Пельтьє. Таким чином, при проходженні електричного струму через ланцюг, складений з різнорідних напівпровідників, у місцях контактів (спаїв) виділяється або поглинається теплота.

На рис.2.46 зображений термоелемент, що складається з двох різних напівпровідникових елементів з електронною (–) і дірковою (+) провідністю. Матеріалом напівпровідників є з'єднання вісмуту, сурми, селену з додаванням присадок. Широко поширені сплави вісмуту, селену, теллура (з електронною провідністю) і вісмуту, теллура, свинцю (з дірковою провідністю). Термоелементи об'єднують послідовно в батареї за допомогою мідних пластин *1*, які утворюють спаї. До електронного напівпровідника *2* підключений плюс джерела живлення, до діркового *3* – мінус. При проходженні по термоелементу постійного струму температура верхнього спаю знизиться до t_x , і холодний спай поглинатиме теплоту Q_0 від охолоджуваного середовища.

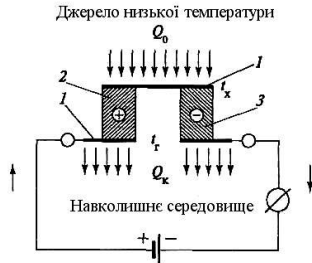


Рис. 2.46 Схема напівпровідникового елемента

На нижньому спайі температура підвищиться до t_t , при цьому гарячий спай віддаватиме теплоту Q_k навколишньому середовищу.

Температура спаю знижується внаслідок того, що під впливом електричного поля електрони, рухаючись з однієї гілки термоелемента в іншу, переходять у новий стан з вищою енергією. Енергія електронів підвищується за рахунок кінетичної енергії, що відбирається від атомів гілок термоелемента в місцях їхніх сполучень, внаслідок чого цей спай (верхній) охолоджується. При переході з вищого енергетичного рівня на низький енергетичний рівень електрони віддають частину своєї енергії атомам нижніх спайів термоелемента, які починають нагріватися. Перепад температур між гарячими і холодними спаями досягає $60\text{ }^\circ\text{C}$.

Термоелектричне охолодження застосовують у холодильних шафах, кондиціонерах та ін. Холодопродуктивність батарей термоелементів, що випускаються, не перевищує 100 Вт .

Охолодження десорбцією. Ефект, що охолоджує, методом десорбції отримують таким чином. Спочатку відбувається адсорбція гелію активованим вугіллям: процес супроводжується виділенням теплоти. При адсорбції в ємності підтримується якомога нижча температура, тобто ємність охолоджується. Після насичення вугілля гелієм ємність ізолюється. Потім гелій відкачують з ємності. При десорбції гелію з вугілля температура в ємності швидко знижується. Так, в одному з дослідів 15 г активованого вугілля адсорбували 8 л газоподібного гелію при $-260\text{ }^\circ\text{C}$ і тиску $0,13\text{ МПа}$. При десорбції гелію з вугілля була отримана температура нижче $-269\text{ }^\circ\text{C}$. Охолодження газів методом десорбції застосовують в основному в лабораторній практиці для отримання температури, близької до абсолютного нуля.

Теплові насоси. Цикли теплових насосів. Теплові насоси працюють по таких же циклах, що і холодильні установки, проте призначені для інших цілей – для підвищення температурного потенціалу теплоти і її подальшого використання. Так на території сільськогосподарських підприємств по виробництву, переробці є значні вторинні енергетичні ресурси низького температурного потенціалу (5...60 °С, це тепло землі, води на глибині 3...5 метрів; тепло від котлів, каналізацій; тепло оточуючого середовища).

Теплоту підвищеного температурного потенціалу, одержану за допомогою теплових насосів, можна використовувати як для потреб опалювання в системах тепlopостачання, так і для отримання електроенергії в турбогенераторі.

Ефективність теплового насоса характеризується *коефіцієнтом трансформації теплоти*, який іноді називають *опалювальним коефіцієнтом*

$$\mu_p = q_2 / |l_k| = 1 + \varepsilon$$

Подібність циклів холодильних установок і теплових насосів дозволяє залежно від необхідних цілей і температур використовувати одні і ті ж установки, наприклад, як у режимі кондиціонування повітря, так і в режимі опалювання.

Ідеальний цикл компресорного теплового насоса, що підвищує температурний рівень теплоти охолодження дизеля з метою заміни допоміжного опалювального котла, представлений на рис.2.47 (p_k і p_n – тиск відповідно в компресорі і насосі).

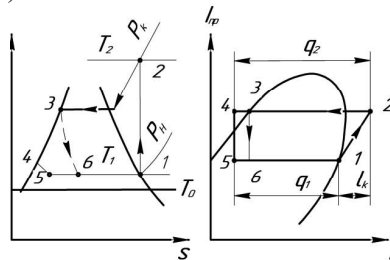


Рис.2.47 Схема підвищення температурного рівня теплоти системи охолодження за допомогою компресорного теплового насоса

Теплота q_2 передається на споживач при підвищеній температурі T_2 . Для реальних теплових насосів коефіцієнт трансформації теплоти знаходиться в межах $\mu_p = 3...5$. Це означає, що при витраті 1 кВт механічної енергії (роботи) можна отримати 3...5 кВт теплоти невисокого температурного потенціалу (T_2), використовуючи ще більш низькопотенціальну теплоту з температурою T_0 або T_1 .

Теплові насоси є надзвичайно перспективними машинами, які можуть значно збільшити ефективність використання енергії в багатьох сферах народного господарства.

При роботі холодильних установок віднята від охолоджуваних предметів теплота передається «верхньому» або «гарячому» джерелу теплоти, в якості якого зазвичай використовується навколишнє середовище. Найчастіше це вода або повітря, що оточує установку. Якщо мова йде про деяке замкнуте приміщення, то температура повітря в нім за рахунок роботи холодильної установки повинна поступово підніматися. Таким чином, при певних витратах енергії теплота «перекачується» установкою від охолоджуваних предметів у більшу температуру, що має навколишнє середовище. Отже, існує можливість використання джерел теплоти з відносно невисокими температурами для опалювання. Подібний спосіб опалювання виявляється у результаті вигіднішим, ніж безпосереднє використання для цих цілей теплової енергії, що виділяється при згорянні палив.

Відповідні установки, що використовуються для підвищення температури в приміщенні за рахунок низькотемпературних джерел енергії, називаються *тепловими насосами* і з кожним роком знаходять у світі все ширше розповсюдження. Ефективність теплового насоса визначається коефіцієнтом трансформації теплоти μ_p .

Як і холодильний коефіцієнт ε , коефіцієнт μ_p зростає при зниженні температури «верхнього» джерела теплоти T_1 і при підвищенні температури «нижнього» джерела теплоти T_2 . Отже, ефективність теплових насосів зростає в тому випадку, якщо для підвищення температури опалюваного приміщення використовується джерело теплоти з можливо вищою температурою T_2 . У зв'язку з цим додатковою перевагою реальних теплових насосів є можливість при відповідному перемиканні знижувати температуру в приміщенні в літній період, тобто використовувати їх для кондиціонування повітря. Енергія, що в цьому випадку відводиться при кондиціонуванні повітря, може акумулюватися в деякому тепловому акумуляторі, підвищуючи його температуру. У зимовий період цей тепловий акумулятор у комбінації з тепловим насосом використовується для опалювання. У цьому плані особливі вигоди обіцяє сумісне використання теплових насосів і сезонних акумуляторів теплоти (САТ). Останні є ділянками ґрунту або підземними резервуарами, що акумулюють у літній період сонячну енергію, а в зимовий період віддають її для опалювальних цілей.

Однаковий принцип роботи холодильних машин і теплових насосів дозволяє в одному агрегаті виробляти як холод, так і теплоту, забезпечуючи одночасно тепло і холодозабезпечення споживача. Звичайно таке поєднання

є економічно вигідним. Джерелами теплоти для теплового насоса, які використовуються для опалювання, можуть бути повітря, вода і ґрунт. Приймачем теплоти є опалюване приміщення. Якщо температура джерела теплоти змінюється (наприклад, добова зміна температури повітря), то ефективність теплового насоса також змінюється.

Схема опалювання приміщення тепловим насосом показана на рис.2.48

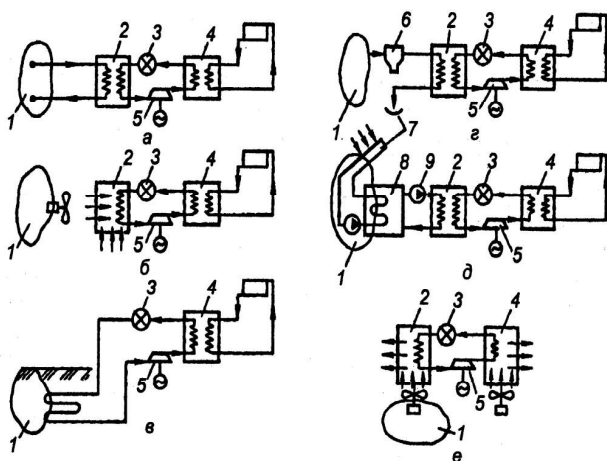


Рис.2.48. Принципові схеми теплових насосів, що використовують джерела низькопотенційної теплової енергії для опалювання приміщення: а – води (водоєм рік, озер, морів); б – повітря, що видаляється (для теплостачання); в – підземні води; г – стічні господарські води; д – сонячна радіація; е – повітря, що видаляється (для повітряного опалення); 1 – низькопотенційне джерело тепла; 2 – випарник; 3 – регулюючий вентиль; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – відстійник; 7 – геліоприймач; 8 – акумулятор; 9 – насос

Зовнішнє низькопотенційне джерело тепла 1 вентилятором (або вода насосом) прокачується через теплообмінник випарника 2 і віддає теплоту Q_v киплячому у випарнику робочому тілу. Парі з випарника відсмоктуються компресором 5, стискаються і поступають у теплообмінник – конденсатор 4. Вентилятор (або насос) прокачує кімнатне повітря або воду з системи опалювання через теплообмінник, охолоджувач конденсатора 4, і в результаті в приміщення передається теплота $Q = Q_v + N_k$.

Як приклад, приведемо характеристики теплового насоса НТ 80. Він працює за простою схемою одноступінчатого стиску з поршневим компресором у двох режимах – тепло або холодозабезпечення.

У випарнику теплового насоса теплота робочому тілу циклу (R12) може передаватися від водопровідної, артезіанської або термальної води. У режимі теплопостачання теплопродуктивність насоса досягає 130 кВт при температурі у випарнику не нижче +6 °С. Споживачеві подається 7,2 м³/год нагрітої до +58 °С води. У режимі холодозабезпечення холодопродуктивність досягає 163 кВт при температурі у випарнику +5 °С і температурі конденсації +30 °С.

Споживачеві може подаватися до 20 м³/год води, охолодженої до +5 °С, або холодний теплоносій (розсіл) з температурою до – 25 °С. Холодопродуктивність при $t_n = -25^{\circ}\text{C}$ не перевищує 40 кВт. Загальна спожита потужність складає 43 кВт. Тепловий насос автоматизований. Перемикання з режиму теплопостачання на режим холодозабезпечення здійснюється вручну.

Системи охолодження двигунів. У системах охолодження двигунів застосовуються як алюмінієві радіатори (теплообмінники) з пластмасовими бачками і трубчастою пластинчастою серцевиною (рис. 2.49,а), так і нерозбірні латунні радіатори з трубчастою стрічковою серцевиною (рис. 2.49,б), що мають заливну горловину. Заливна горловина радіатора закривається пробкою (рис. 2.49,в), в якій є випускний (паровий) 5 і впускний (повітряний) 8 клапани.

Пробка радіатора працює наступним чином. Випускний клапан 5 *д* відкривається при підвищенні тиску в системі охолодження до 0,5 кгс/см². Збільшення тиску в системі охолодження дозволяє підвищити температуру кипіння охолоджуючої рідини до 110 °С. При відкритому клапані рідина або пара відводяться в розширювальний бачок. Це знижує тиск у системі і охороняє від руйнування радіатор і патрубки.

Впускний клапан 8 *д* відкривається при зниженні тиску в системі до 0,99 кгс/см² внаслідок зменшення об'єму охолоджуючої рідини або конденсації пари рідини при остиганні двигуна. При цьому в радіатор надходить рідина з розширювального бачка, що запобігає здавлюванню трубок серцевини радіатора під дією атмосферного тиску повітря.

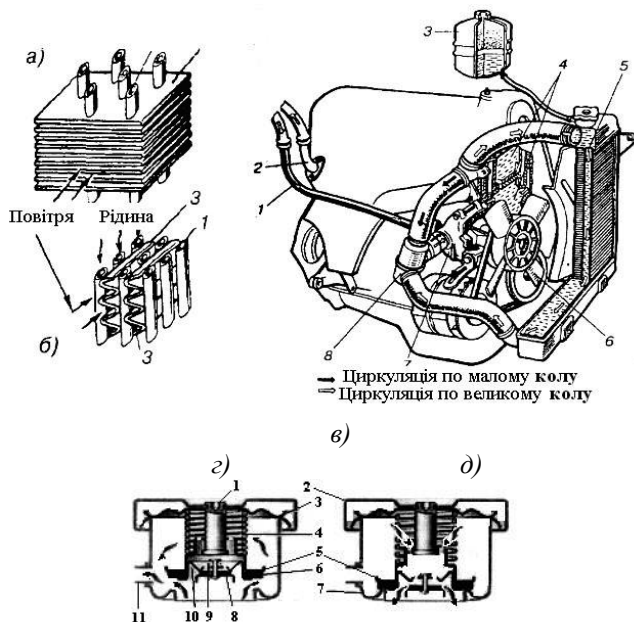


Рис. 2.49. Система охолодження двигуна:

1; 2 – патрубки підведення та відведення рідини з головки циліндра в опалювач кабіни; 3 – розширювальний бачок; 4 – сорочка охолодження двигуна; 5 – радіатор (теплообмінник); 6 – вентилятор; 7 – насос системи охолодження; 8 – термостат; а) трубчаста пластинчаста серцевина; б) трубчаста стрічкова серцевина; в) пробка радіатора в системі охолодження двигуна: 1 – центральний стержень; 2 – корпус пробки; 3 – дискова пружина; 4 – пружина впускного клапана; 5 з – впускний клапан; 6 – прокладка впускного клапана; 7 – горловина радіатора; 8 з – впускний клапан з прокладкою; 9 – пружина впускного клапана; 10 – сидло впускного клапана; 11 – трубка для відведення пари.]; г) – відкритий впускний клапан; д) – відкритий впускний клапан)

Запитання для самопідготовки

1. Приведіть схему парової компресорної холодильної установки.
2. Укажіть на способи і режими охолодження сільськогосподарської продукції (молоко, м'ясо, фрукти, овочі).

3. Будова і принцип роботи теплового насоса.
4. Захист систем охолодження двигунів від тиску (пробка радіатора).
5. Норми витрати тепла в системах теплопостачання?
6. Система графічного опису теплопостачання за добу, сезон, рік.
7. Складові теплового балансу приміщення.
8. Розахунок теплового забезпечення приміщення.
9. Що називають компресором? Дайте їхню класифікацію.
10. Опишіть конструкцію компресора.
11. Запишіть вираз для коефіцієнта подачі компресора і дайте відповідні пояснення.
12. Дайте класифікацію вентиляторів.
13. Що таке котельна установка? Котловий агрегат, які їхні складові частини?
14. Дайте характеристику деяких з котлів.
15. Назвіть основні елементи конструкції котлів та їхнє призначення.
16. Охарактеризуйте допоміжні системи і пристрої котлових агрегатів.
17. Для чого призначені теплогенератори? Яка їхня будова?
18. З яких частин складаються водонагрівачі.
19. Розкажіть про принципи дії газового пальника інфрачервоного випромінювання.
20. Автоклав: його складові частини, використання.
21. Сонячні колектори, які вони бувають, їхнє використання.
22. Використання сонячної енергії.

2.6 Сушарки та їх використання. Основні визначення, класифікація

Сушіння – це процес термічної обробки матеріалу з метою зниження його вологості, в результаті чого покращується якість продукції, знижується вага та покращуються умови транспортування і зберігання, не допускається його псування і злежування.

Вологі матеріали сушать різними способами, які можна звести до двох основних принципів: видалення вологи з матеріалу *без зміни її агрегатного стану*; видалення вологи з матеріалу *зі зміною її агрегатного стану*.

Сушка насіння – найбільш відповідальний та складний процес у післязбиральній період. При науково обгрунтованій технології сушіння та оптимальних його режимах якість багатьох матеріалів сільськогосподарського виробництва покращується, подовжуються строки його безпечного

зберігання. Під час сушки проходять важливі біохімічні перетворення низькомолекулярних речовин у високомолекулярні білки, жири та вуглеводи, що стійкі до зберігання.

Рівноважна вологість – вологість, при якій матеріал не віддає та не поглинає вологу. Наприклад, при відносній вологості повітря 80%, рівноважна вологість насіння соняшника дорівнює 9,3%. Визначений вплив на стан насіння здійснює температура повітря.

Критична вологість – максимальна абсолютна вологість матеріалу, при якій руйнівні процеси припиняються. За її межею різко посилюється інтенсивність руйнівних процесів особливо при підвищеній температурі та вологості повітря. Наприклад, насіння соняшника з високим вмістом олії має критичну вологість, що приблизно дорівнює 6... 9%.

Класифікація методів сушіння приведена на рис.2.50.

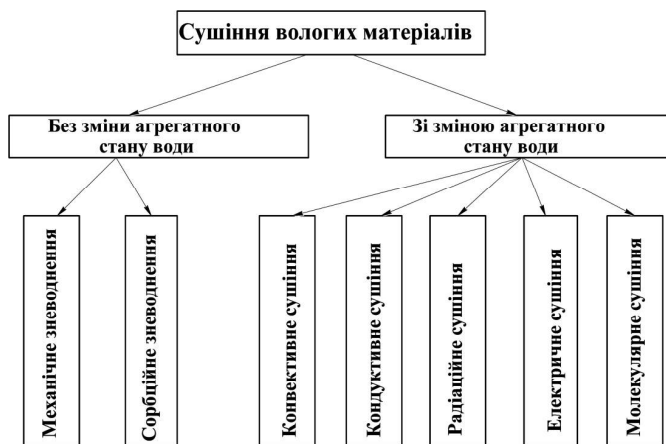


Рис.2.50. Класифікація методів сушіння

До **першого принципу** зневоднення належать: механічне видалення вологи; сорбційне сушіння.

Механічний спосіб зневоднення застосовується при наявності вільної вологи. При цьому способі вільна волога видаляється шляхом механічної дії на матеріал – віджиму, фільтрування або внаслідок дії на вологу сили тяжіння.

Сорбційний спосіб застосовують головним чином для сипучих матеріалів, які зовсім не витримують термічного сушіння або при нагріванні втрачають цінні властивості. При сорбційному сушінні вологий матеріал

змішують з вологопоглиначем та витримують певний час. Цей же принцип використовується при змішуванні вологого матеріалу з більш сухим. При цьому частина вологи переходить від більш вологого матеріалу до менш вологого і вологість загального матеріалу вирівнюється.

Другий принцип зневоднення пов'язаний з витратами теплоти на зміну агрегатного стану вологи, перетворення її з рідкого стану в газоподібний. По способу підводу теплоти до об'єкту сушіння визначають наступні способи: конвективний, кондуктивний, радіаційний, електричний, молекулярний.

Конвективний спосіб використовується для сушіння сипкого матеріалу (зерна, кормів та ін.). Теплота, необхідна для підігріву матеріалу та випарювання з нього вологи, передається конвекцією від газоподібного теплоносія, що рухається, – агенту сушіння. Останній не тільки передає теплоту матеріалу, а й також виносить випарену вологу. Як агент сушіння використовується повітря або його суміш з топочними газами, за рахунок чого збільшується ККД установки. До конвективного способу відносять також сушіння в рідких середовищах, при якому теплота, необхідна для нагрівання матеріалу та перетворення вологи в пар, береться від гарячої рідини, яка змочує матеріал.

Кондуктивним є спосіб, сушіння при якому вологий матеріал торкається до підігрітої поверхні та отримує теплоту безпосередньо від неї шляхом кондукції. Кондуктивним способом можливе сушіння при нормальному атмосферному тиску або в вакуумі, чим більший вакуум, тим нижча температура кипіння води та інтенсивніше виведення вологи з матеріалу.

При *радіаційному способі* сушіння теплота підводиться до матеріалу у вигляді променистої енергії. Радіаційне сушіння можна розділити на природне (сонячне) та штучне (інфрачервоним промінням). Штучне сушіння інфрачервоним промінням (генератори інфрачервоного випромінювання), характеризується високою тепловою напругою, що виникає на поверхні матеріалу. Тому застосування цього методу сушіння обмежується властивостями матеріалу.

Доцільно застосовувати імпульсне сушіння.

Електричне сушіння струмом високої частоти (СВЧ). Матеріал, що є діелектриком, розміщується у полі СВЧ між двома пластинами. Його молекули поляризуються та приводяться в коливальний рух, що супроводжується тертям частинок та нагріванням матеріалу. Волога, що утворюється в результаті нагрівання та випаровування, видаляється повітрям. Матеріал у полі СВЧ гріється досить швидко та рівномірно по всій товщині.

Молекулярне сушіння (сублімація) здійснюється при умові глибокого вакууму. Процес протікає наступним чином: спочатку теплота, що потрібна

для видалення вологи, віднімається від матеріалу, внаслідок чого його температура значно знижується, а волога, що залишилася, самозаморожується та виходить на поверхню в стані кристалів льоду; далі при підведенні теплоти відбувається випаровування льоду, минаючи рідку фазу. Молекулярна структура при цьому повністю зберігається.

Порівняння методів сушіння. Сушіння вологих матеріалів не лише теплотехнічний, а й технологічний процес. Мета сушіння – отримати матеріал з найкращими якість. Тому вибір способу визначається властивостями даного матеріалу та оптимальним режимом сушіння. Визначення методу сушіння обумовлено енергією зв'язку вологи з матеріалом. При видаленні вільної вологи без зміни її агрегатного стану енергія витрачається на гідравлічний опір твердого скелета тіла. При видаленні вологи, зв'язаної зі зміною її агрегатного стану, енергія витрачається як на подолання цієї сили, так і на теплоту пароутворення. Механічне зневоднення потребує менших витрат, ніж теплове сушіння. Однак механічні способи зневоднення застосовуються не для всіх сільськогосподарських матеріалів.

Сорбційне сушіння або сушіння змішуванням з вологопоглиначем, не потребує витрати теплоти на нагрівання та енергій на вентилявання та забезпечує зберігання якісних показників матеріалу (особливо для посівного зерна). Однак сушіння триває дуже довго, потребує додаткових приміщень, виділення та регенерації вологопоглинача.

Кондуктивний (контактний) метод сушіння не забезпечує рівномірного підігрівання матеріалу: шар, що торкається поверхні, перегрівається, в той час, як шар віддалений від поверхні, менше нагрівається та довше сушиться. Такий спосіб малоефективний, потребує великої витрати палива та забезпечує низьку швидкість сушіння.

Сушіння сільськогосподарських матеріалів у полі СВЧ, не зважаючи на переваги (швидкий та рівномірний нагрів матеріалу), не знайшов застосування внаслідок значної витрати електричної енергії. Сушіння інфрачервоним випромінюванням супроводжується сильним нагріванням поверхні матеріалу, внаслідок чого утворюється значний температурний градієнт, що заважає видаленню вологи з матеріалу. Необхідне імпульсне випромінювання, при якому в період опромінення поверхня матеріалу нагрівається та зневоднюється, а в період відлежування волога від внутрішніх шарів переходить до зовнішніх.

Сублимаційний спосіб сушіння застосовується для сушіння фруктів, овочів, різних біологічних препаратів. Але широкого застосування цей спосіб не отримав через порівняно низьку продуктивність сушильних установок, складність обладнання та високу вартість сушіння.

Для сушіння сільськогосподарських матеріалів, які досить добре переносять порівняно високі температури, застосовують теплові способи сушіння. Найбільш розповсюджений з них конвективний. Особливість цього способу в тому, що для підводу теплоти до об'єкта сушіння, та видалення випареної вологи застосовують сушильний агент. Інші способи теплового сушіння складніші та менш ефективні, і тому рідко застосовуються.

Класифікація сушильних установок. Сушіння– технологічний процес, метою якого є отримання матеріалу з оптимальними властивостями. Для цього здійснюється вибір методу сушіння, конструкції сушильної установки та режиму її роботи. Властивості сушильного матеріалу, конструкцію сушильної установки та режим її роботи слід розглядати в нерозривному зв'язку.

Конструкції сушильних апаратів залежать від масштабів виробництва і властивостей матеріалу, сушіння в яких проводиться під атмосферним тиском або вакуумом, при цьому матеріал може знаходитись у стані спокою, рухатися або перемішуватися.

Сушильні установки класифікуються за такими ознаками: способом підведення тепла до висушуваного зерна; принципом дії; станом шару зерна при сушінні; напрямком руху шару зерна і сушильного агента; мобільністю сушильної установки.

Поряд з наведеними основними ознаками можлива класифікація за типами сушильних установок, конструкцією сушильної камери, станом сушильного агента та ін.

За *способом підведення тепла* до висушуваного матеріалу розрізняють п'ять груп сушильних установок: з безпосереднім конвективним нагріванням зерна сушильним агентом; з непрямим конвективним нагріванням; установка для контактного сушіння (з кондуктивним підведенням тепла) від нагрітої поверхні, сушіння сумішшю із сухим матеріалом або хімічними поглиначами; установка для сушіння радіацією; сушіння із застосуванням електричного струму.

За *принципом дії* розрізняють сушарки *періодичної та безперервної дії*. В установках періодичної дії зерно завантажується одноразово у сушильну камеру, витримується до необхідного висихання, після чого вивантажується. В установках безперервної дії зерно переміщується від місця завантаження до місця вивантаження, до цього можливий багаторазовий цикл до моменту висушування зерна.

За *станом шару зерна* при сушінні розрізняють такі сушарки: з *нерухомим шаром*, коли швидкість сушильного агента невелика, а частинки зерна

відносно нерухомі; з *текучим або киплячим шаром*, при якому швидкість сушильного агента досить висока, частинки виводяться сушильним агентом зі стану нерухомості і знаходяться у напівзвážеному стані, нагадуючи текучу або кип'ячу рідину; сушарки для сушіння зерна у *звážеному стані*, коли при певній швидкості сушильного агента швидкості частинок близькі до швидкості витання; сушарки з *переміщуваним шаром*, де зерно зміщується ворушилками, стрічковим транспортером або іншими механічними пристроями.

Напрямок руху шару зерна відносно сушильного агента можна характеризувати як прямотечією, протитечією і перехресною течією.

При *прямотечії* завантажуване у сушильну камеру холодне вологе зерно зустрічається з сухим гарячим повітрям. Зерно сохне спочатку швидко, потім, внаслідок зменшення різниці температур і збільшення вологовмісту повітря, швидкість сушіння сповільнюється. Тому вологе зерно повинне дуже швидко висушуватись на початку процесу.

При *протитечії* гаряче вихідне повітря вступає в контакт із сухим зерном, яке виходить із сушарки, у той момент, коли завантажуване вологе зерно зустрічає охоложене і вологе відпрацьоване повітря. Внаслідок цього зерно на початку процесу сохне повільно, потім піддається впливу високих перепадів температури та вологості, що забезпечує задовільне його досушування без погіршення якості.

При *перехресній* течії зерно на всьому шляху руху через сушильну камеру піддається дії повітря однорідного стану. За рахунок диференційованої подачі повітря у відповідні зони сушильної камери і зміни його стану, який досягається у більшості випадків змішуванням свіжого і відпрацьованого повітря, можна домогтися найсприятливішого режиму сушіння, який відповідає особливостям висушуваного зерна.

За *мобільністю* сушильні установки поділяються на стаціонарні, пересувні, самохідні.

Крім зазначених основних ознак, для детальнішої класифікації сушильних установок необхідно враховувати вид сушильного агента (природне атмосферне повітря, підігріте атмосферне повітря, перегріта пара, топковий або інертний газ), стан сушильного агента (нормальний тиск, вакуум) та ін.

Зерносушильні установки за конструкцією та типом сушильної камери поділяються на такі групи: *шахтні зерносушарки* (з повітророзподільними каналами, коробами, жалюзі, перфорованими стінками); *барабанні зерносушарки*; установки з *рухомою і нерухомою перфорованою підлогою* (сушка в мішках, ящиках, лотках); *бункери активного вентилявання*.

Барабанні сушарки використовуються в основному для сушіння сипучих матеріалів. У переважній більшості – це атмосферні сушарки, в яких теплоносієм є нагріте повітря або димові гази. Конструктивна схема барабанної сушарки подана на рис.2.51

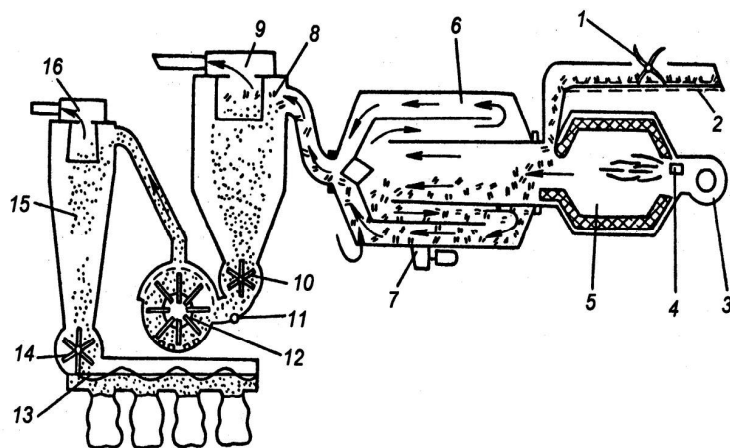


Рис. 2.51. Сушильна установка барабанного типу АВМ-0,4:

- 1 – живильник; 2 – подаючий транспортер; 3 – вентилятор; 4 – форсунка; 5 – камера згоряння; 6 – сушильний барабан; 7 – привід барабана; 8 – циклон; 9 – вентилятор циклона; 10 – дозатор; 11 – віддільник домішок; 12 – млин; 13 – вивантажувальний шнек; 14 – затвор трав'яного борошна; 15 – циклон трав'яного борошна; 16 – вентилятор циклона трав'яного борошна

Основним елементом сушарки є барабан, що обертається на роликів, спираючись на них своїми бандажами. Барабан обертається за допомогою зубчатого вінця, що перебуває у зачепленні з шестернею, яка приводиться в дію від електродвигуна через редуктор. Швидкість обертання барабана $1 \dots 8$ хв⁻¹, а діаметр його залежить від продуктивності. Барабан встановлюється горизонтально або з незначним нахилом у бік переміщення матеріалу. Для розгалуженого контакту матеріалу з теплоносієм у барабані встановлюються насадки, які можуть бути різної форми. Напрямки руху матеріалу і теплоносія можуть бути прямоочними, протипоточними або перехресними.

Сушіння сипучих матеріалів із високим вмістом води проводиться у барабаних сушарках топковими газами, або відхідними газами котельних установок.

Вологий матеріал поступає у сушильний барабан і за допомогою гвинтових доріжок рівномірно розподіляється по його перетину. Переміщення матеріалу у барабані проходить за рахунок невеликого кута нахилу сушильного барабана, наявності лопаток і хрестовин.

Теплоносій високої температури рухається в барабані проти течії матеріалу і, контактуючи з ним, швидко охолоджується, при цьому проходить безперервне випаровування води і температура матеріалу не піднімається вище від точки кипіння води при сталому тиску.

Шахтні сушарки належать до установок безперервної дії і використовуються в промисловості для сушіння сипучих матеріалів. Теплоносій та вологий матеріал у цих сушарках рухаються у протилежних напрямках. Конструктивна схема шахтної сушарки подана на рис.2.52

Вологий матеріал через розвантажувальні пристрої 2 подається норією для вологого зерна 7 в шахти сушильних камер 8 і 12, в яких закріплені перфоровані перетинки, що мають отвори в центральній частині.

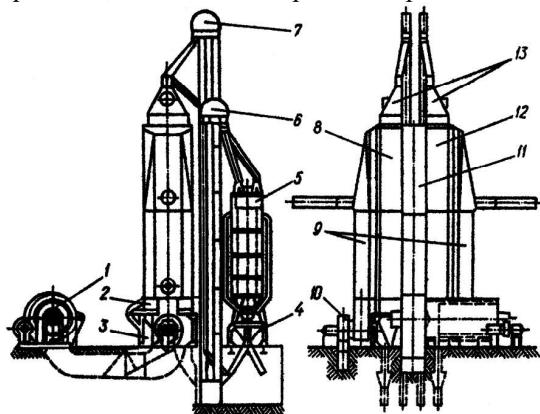


Рис.2.52. Конструктивна схема шахтної сушарки:

- 1 – топка для рідкого палива; 2 – розвантажувальні пристрої; 3 – станина; 4 – проміжний бункер; 5 – виносна охолоджувальна колонка; 6 – норія для сухого зерна; 7 – норія для вологого зерна; 8 і 12 – шахти сушильної камери; 9 – відвідний дифузор; 10 – вентилятор; 11 – дифузор (подавальні короби); 13 – надсушильний бункер

Теплоносій подається з топки 1 знизу і, рухаючись вгору по подавальних коробах 11, у сушильні камери 8 і 12, назустріч вологому матеріалу, висушує його. Висушений матеріал відбирається в нижній частині сушарки норією для сухого зерна 6 і через виносну охолоджувальну колонку 5 направляється в проміжний бункер 4, а відпрацьований теплоносій відсмоктується з верхньої частини вентилятором 10 через відвідний дифузор 9.

Сушарки цього типу працюють на топкових газах або гарячому повітрі.

Бункери активного вентилявання. Для потокової технології найбільше застосовують в умовах сільськогосподарського виробництва установки типу вентиляваних бункерів. Вони мають деякі переваги: легко вписуються в потокову лінію післязбиральної обробки зерна, зручно компонуються з рештою її елементів; процес активного вентилявання при використанні зазначених засобів підлягає повній механізації та автоматизації, що забезпечує високу ефективність і якість обробки насіння; можливість здійснення саморозвантаження і повного очищення бункерів дозволяє усунути важку фізичну працю і небезпеку засмічення сортового матеріалу при зміні зерна, що підлягає вентиляванню; конструкція робочої камери забезпечує універсальність застосування, можливість обробки зерна різних культур незалежно від особливостей їх фізико-механічних та інших властивостей (рис.2.53).

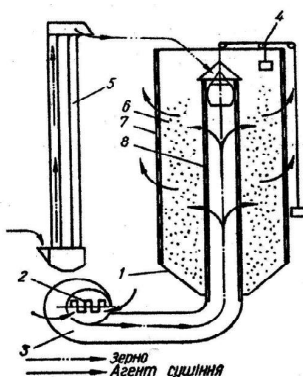


Рис. 2.53. Бункер активного вентилявання:

- 1 – робоча камера; 2 – електрокалорифер; 3 – вентилятор; 4 – лебідка; 5 – завантажувальний пристрій; 6 – шар зерна; 7 – зовнішній циліндр; 8 – центральний циліндр

Основними його елементами є робоча камера 1, поршень розподілу повітряного потоку і лебідка 4 для його переміщення, вентилятор 3 з електродвигуном, електрокалорифер 2, завантажувальний та розвантажувальні пристрої 5, пульт керування і регулювання. Робоча камера являє собою кільцевий простір між двома концентрично розміщеними перфорованими циліндрами центральним 8 та зовнішнім 7. Центральний циліндр призначений для підведення і розподілення повітряного потоку по висоті установки.

Циліндри виготовлені з решітних полотен із спрямованими отворами. Еліпсоподібна форма і вигін кромки отворів під деяким кутом до вертикалі найкраще відповідає умовам незабивання і очищення решітних полотен. Внутрішній центральний циліндр має односторонній вигін кромки отворів, оскільки в середині циліндра повинен переміщатися поршень. Поршень запобігає проходженню повітря у вільну не завантажувальну частину установки при частковому її заповненні. Повітря, яке нагнітається вентилятором, виходить через отвори внутрішнього циліндра у зерно, пронизує його радіально у напрямку до зовнішнього циліндра і через отвори останнього виходить назовні. Установка має пульт керування, що забезпечує її роботу на ручному і автоматичному режимі.

Завантажують засіки ковшовим елеватором, розвантажують самопливом через встановлену у конусоподібному дні тичку із заслінкою.

Зерносушильна техніка. На хлібозаготівельних підприємствах України найпоширеніші стаціонарні зерносушарки – шахтні прямоточні ДСП-320Т, що застаріли морально й фізично. На зміну їм прийшли більш досконалі шахтні прямоточно-рециркуляційні А1-ДСП-50 та їхні модифікації, що випускаються Карловським машинобудівним заводом (Полтавська обл., Україна).

Зараз на Україні, як і у всіх країнах СНД, зерносушарки працюють на суміші топкових газів з атмосферним повітрям, що може призвести до забруднення зерна продуктами згоряння палива, у тому числі й канцерогенних речовин. У свій час була випущена зерносушарка А1-УСШ (на базі А1-УЗМ), що працювала на чистому підігрітому повітрі. На жаль, вона не одержала широкого поширення.

У зв'язку із цим становлять інтерес термосифонні утилізатори. Їхнє використання на шахтних зерносушарках (за розрахунками авторів) дасть економію палива від 7,5 до 20% при строку окупності не більше 1 року. Крім того, запропонований проєкт блокової зерносушильної установки продуктивністю 6 т/год з пошаровим підігрівом зерна й термосифонним теплогенератором. Установка, за даними авторів, забезпечить екологічно чистий

процес при витраті дизельного палива 6,6 кг на 1 т зерна, що на 20% менше, ніж на діючих зерносушарках.

У цей час фахівці КМЗ разом із ученими розробляють новий тип теплогенератора для високопродуктивних зерносушарок з екологічно чистим сушінням підігрітим повітрям. Слід зазначити, що теплогенератори, які випускаються Фастівським заводом (Київська обл.), можуть бути використані для зерносушарок невеликої продуктивності. Розпочато розробку теплогенераторів і на Калинівському машзаводі (Вінницька обл.). Уже є дослідні зразки компактних теплогенераторів, з продуктивністю близько 20000 м³/год підігрітого до 160 °С повітря.

Зерносушарки для хлібозаготівельних підприємств випускає також завод "Продмаш" (м. Одеса), що спеціалізується на пересувних зерносушарках безперервної дії. Остання модифікація сушарки ДО4-УС-2А дозволяє сушити сире й вологе зерно пшениці, жита, вівса, ячменя, рису, кукурудзи, насіння соняшника й рапсу, а також зерно інших культур. По співвідношенню "продуктивність– вартість" вона одна із кращих у СНД у своєму класі.

В останні роки склалася ситуація, при якій економічно не вигідно сушити на високопродуктивних зерносушарках невеликі партії зерна, що надходять від колективних і фермерських господарств, на високопродуктивних зерносушарках. У зв'язку із цим на КМЗ розроблені й освоєні зерносушарки меншої продуктивності ДСП25, ЗШР-20, ДСК-20, ДСК-10, СБ-8. Витрата умовного палива 10,6 кг на 1 т при зниженні вологості зерна пшениці від 20 до 14%. Почато розробку мобільної зерносушарки продуктивністю 10 т/год. Разом із ГНПП "Ельдорадо" (м. Дніпропетровськ) створюється нова система контролю й керування зерносушарками.

Сушильні й охолоджувальні шахти зерносушарок виробництва КМЗ складаються зі стандартних секцій (модулів) 3200 x 985 x 1150 мм. Для рівномірного підведення сушильного агента й повітря до зерна в секціях є жалюзійні короби, що чергуються клиноподібними перегородками між собою в кожному ряді. Такий стандартний модуль у сушильній шахті забезпечує просушування в середньому 5 т/год зерна пшениці. У перерахуванні на випарувану вологу продуктивність складе 0,35 т/год. Змінюючи число модулів з обліком одно-, двохшахтного виконання, можна одержати параметричний ряд зерносушарок із кроком 5 т/год (починаючи з 5 т/год).

Проводиться робота зі створення експериментальнопромислових зразків малогабаритних сушарок для зерна різних культур й в Одеській державній академії харчових технологій (ОГАПТ). Так, для сушіння невеликих

партій зерна й насіння соняшнику в колективних і фермерських господарствах створена зерносушарка продуктивністю 0,5...2 т/год. Вона складається із прийомного пристрою, жалюзійно-колонкової сушарки, випускного бесприводного пристрою, теплогенератора, газоходів, транспортуючих пристроїв, системи очищення сушильного агента й пульта керування. Передбачено можливість роботи сушарки з рециркуляцією сушильного агента, що дозволяє в економному режимі сушити зерно будь-якої вологості.

Для сушіння ядра соняшника й інших сипучих продуктів у ОГАПТ зроблені й успішно експлуатуються малогабаритні сушарки, у яких використовується киплячий шар, що значно інтенсифікує процес за рахунок рівномірного тепломасообміну. Підвищена температура повітря (120...130 °C) значно скорочує процес висушування зі збереженням високої якості продукту. Питоме навантаження матеріалу на 1 кв.м газорозподільника в 10...15 разів вище, ніж у промислових сушильних установках з нерухомим шаром. Надійні в експлуатації й прості по конструкції установки мають малу металемність і високу питому продуктивність.

Різні компанії пропонують в Україні зерносушарки не тільки вітчизняного, але й закордонного виробництва (німецького, французького, фінського). Пропонуються зерносушарки каскадного й шахтного типів, барабанні, стаціонарні й пересувні, працюючі на газовому або дизельному паливі. Продуктивність 5...100 т/год при зниженні вологості з 20 до 14%.

На хлібозаготівельних підприємствах України проводиться реконструкція діючих зерносушарок – перехід на рециркуляційне сушіння з можливістю повторного використання агента сушіння, і повітря. На КМЗ налагоджується випуск більше простих (у порівнянні з В1-УК3-50) комплектів для реконструкції зерносушарок, ведеться робота зі створення мобільної зерносушарки.

Реконструкції піддаються не тільки застарілі зерносушарки типу ДСП-32, але й А1-ДСП-50. Так, на Єлізарівському ХПП (Дніпропетровська обл.) провели реконструкцію сушилки з повторним використанням сушильного агента. Це дозволило заощаджувати 15...20% палива. Таку реконструкцію доцільно використовувати в зерносушарках, що виготовляються серійно.

При конвективному сушінні волога видаляється з матеріалу в результаті випаровування з його поверхні. На зміну вологи, яка випаровується з поверхні, із глибини матеріалу переміщується волога під дією градієнта концентрації вологи. Ця звична нашому уявленню картина значно спотворюється дією температурного градієнта в капілярно-пористих тілах.

Під дією температурного градієнта волога переміщується від більш нагрітих шарів на поверхні матеріалу до менш нагрітих – усередині. Цей вплив одержав назву термовологопровідності. Укажемо на три основні причини переносу вологи усередині капіляра під дією температурного градієнта:

- 1) термодифузія – молекулярний рух, рідини, пари під дією різниці температур;
- 2) зменшення поверхневого натягу вологи, що заповнюють капіляр, при підвищенні температури;
- 3) «затиснене» повітря (повітряна пробка), що знаходиться між рідиною усередині капіляра, сильніше нагрівається і збільшує свій обсяг з боку високої температури. Це розширення повітряних пробок викликає ланцюгове протитовхування рідини у напрямку теплового потоку вологи.

Потік вологи під дією градієнта концентрації записується:

$$M_w = -K_w F \frac{\partial C}{\partial x} \tau \quad (2.155)$$

і під дією градієнта температури:

$$M_t = -K_t F \frac{\partial t}{\partial x} \tau \quad (2.156)$$

де K_t і K_w – коефіцієнти масопередачі в цих процесах, що залежать від структури матеріалу і виду зв'язку вологи з матеріалом.

Сумарний потік вологи, що переміщується, дорівнює різниці цих двох величин:

$$M = M_w - M_t, \quad (2.157)$$

і залежить від величин діючих градієнтів і їхнього знаку.

Щоб уникнути негативного впливу градієнта температури на швидкість сушіння, на практиці намагаються понизити температуру сушильного агента: використовують переривчасті процеси сушіння з короткочасним нагріванням, а потім охолодженням та ін.

Кінетика процесу сушіння. На відміну від статички процесу сушіння, що встановлює взаємодію вологого матеріалу з повітрям незалежно від часу, кінетика розглядає характер протікання процесу сушіння впродовж часу. Найбільш повно характер протікання процесу сушіння визначається сукупністю трьох кривих сушіння, що показані на одному графіку (рис.2.54), де:

$-w = F(\tau)$, залежність між вологовмістом матеріалу w та тривалістю процесу сушіння τ ;

$-\frac{dw}{d\tau} = f(w)$, залежність між швидкістю сушіння та вологовмістом ма-

теріалу w ;

$-T = \varphi(w)$ залежність між температурою T та вологовмістом матеріалу w в процесі сушіння.

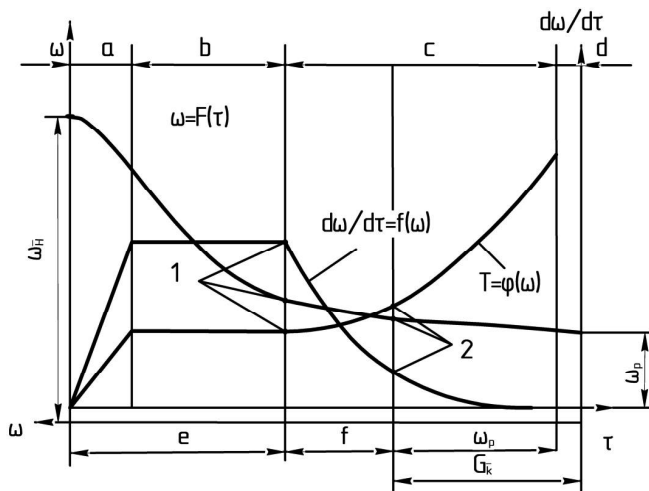


Рис.2.54. Типові криві сушіння капілярно - пористих матеріалів:

a – період нагрівання матеріалу; b – період постійної швидкості сушіння; c – період зниження швидкості сушіння, d – область стану рівноваги; e – область вологого стану; f – область гігроскопічного стану матеріалу; 1,2 – перша та друга критичні точки

Аналіз кривих показує, що весь процес сушіння можна розділити на три характерні періоди: **a** – період нагріву матеріалу, **b** – період постійної швидкості сушіння, **c** – період падаючої швидкості сушіння.

Період нагріву. Якщо матеріал помістити в сушильну камеру, через яку продувається нагріте повітря, то поверхня матеріалу буде нагріватися. З підвищенням температури волога на поверхні матеріалу почне інтенсивно випаровуватись та дифундувати в навколишнє середовище. Отже, з початку процесу сушіння, в період підігріву, поле вологості та поле температури матеріалу стають неоднорідними: на поверхні матеріалу вологість буде нижча, а температура вища, ніж у товщі – з'явиться градієнт концентрації вологи та

температурний градієнт. Градієнт концентрації вологи призводить до міграції вологи в бік меншої концентрації, тобто з внутрішніх шарів до поверхні матеріалу, під дією температурного градієнта волога мігрує в бік більш низької температури, тобто від поверхні матеріалу до центру. Напрямок температурного градієнта та градієнта концентрації вологи протилежні, волога буде переміщуватися в напрямку дії більш інтенсивного градієнта.

Дослідним шляхом встановлено, що при конвективному способі сушіння напрям переміщення вологи обумовлюється дією градієнта концентрації вологи та міграція вологи відбувається від центру до поверхні матеріалу. Зростання температури поверхні матеріалу в кінці періоду нагріву досягає температури випарованої рідини, а швидкість сушіння – максимального значення. Тривалість періоду нагрівання матеріалу настільки мала, що нею можна знехтувати. Тому тривалість сушіння залежить від швидкості в період постійної швидкості сушіння b та зниження швидкості сушіння c .

Період постійної швидкості сушіння. На початку сушіння вологовміст w матеріалу змінюється прямолінійно. Швидкість сушіння $dw/d\tau$, що є похідною від вологовмісту та визначається в кожній точці як тангенс кута нахилу дотичної до кривої сушіння $w = F(\tau)$, має максимальне значення в першому періоді і впродовж всього другого залишається постійним.

У першому періоді волога випаровується з поверхні матеріалу, що створює перепад вологовмісту між поверхнею та внутрішніми шарами матеріалу та призводить до переміщення вологи від центру до поверхні.

Інтенсивність міграції вологи з внутрішніх шарів до поверхні в перший період достатня для того, щоб підтримувати вологість поверхні більше гігроскопічною. Безперервна міграція вологи з внутрішніх шарів до поверхні матеріалу сприятиме зменшенню їхнього вологовмісту, і до зниження градієнта концентрації вологи, що сприятиме зменшенню міграції вологи до поверхні і зниження її вологовмісту. Процес поступового зневоднення матеріалу призведе до того, що вологовміст його поверхні стає рівним гігроскопічному. Цей момент відповідає на графіку точкам 1 перегину кривих сушіння – перших критичних точок.

Експериментально отримано наступне рівняння для швидкості сушіння в період постійної швидкості повітря над матеріалом:

$$\frac{dW}{d\tau} = 0,075 v_n \rho^{0,8} (p_t - p_{II}) \quad (2.57)$$

де v_n – швидкість повітря над матеріалом, м/с; ρ – густина повітря, м³/кг; p_t – тиск насиченої пари при дійсній температурі, Па; p_{II} – парціальний тиск пари в повітрі, Па.

Аналіз рівняння показує, що швидкість сушіння в першому періоді залежить від параметрів сушильного агента.

Інтегруючи рівняння в границях зміни вологості від W_H до W_K та часу отримуємо:

$$\tau_1 = \frac{W_H - W_K}{0,075 v_n \rho^{0,8} (p_r - p_n)} \quad (2.58)$$

Період зниження швидкості сушіння. Після перших критичних точок характер протікання кривих сушіння різко змінюється. Невідповідність між кількістю води, що випаровується з поверхні, і кількістю води, що надходить з внутрішніх шарів матеріалу, призводить до того, що поверхня випаровування перетворюється в зону випаровування, тобто випаровування проходить не тільки з геометричної поверхні матеріалу, але і поширюється у глиб матеріалу.

Другий період сушіння характеризується зменшенням швидкості сушіння та збільшенням температури матеріалу. Температура центрального шару матеріалу в процесі сушіння весь час відстає від температури поверхні і досягає її значення тільки біля другої критичної точки 2.

Точка 2 перегину кривої швидкості сушіння пов'язана зі зміною форми зв'язку води, що видаляється, з матеріалу, від чого залежить швидкість сушіння. Період сушіння від початкової вологості матеріалу до другої критичної точки відповідає видаленню капілярної води, а наступний період до рівноважної води – видаленню адсорбційно - зв'язаної води. Наприкінці другого періоду сушіння температура матеріалу вирівнюється з температурою навколишнього середовища, а криві вологовмісту та швидкості сушіння асимптотично наближуються: перша до вологовмісту рівноваги, друга – до нуля.

За аналогією з основним рівнянням кінетики швидкість сушіння на другому етапі можна записати:

$$\frac{dW}{d\tau} = K_c (W_n - W_p), \quad (2.59)$$

де W_n – поточне значення вологості, %; W_p – вологість рівноваги насіння, %; K_c – коефіцієнт сушіння, що залежить від інтенсивності масоперенесення.

Інтегруючи рівняння границями від значення критичної вологості W_{kp} до W_2 , тривалість процесу сушіння на другому етапі :

$$\tau_2 = \frac{1}{K_c} \ln \frac{W_{kp} - W_p}{W_2 - W_p}, \quad (2.60)$$

де $W_{кр}$ – значення критичної вологості, %; W_2 – значення вологості видаленої на другому етапі сушіння, %.

Загальна тривалість сушіння визначається:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{W_H - W_p}{0,0745 v_e \rho^{0,8} (p_t - p_{II})} + \frac{1}{K_c} \ln \frac{W_{кр} - W_p}{W_2 - W_p}, \quad (2.61)$$

Рівняння матеріального і теплового балансу процесу сушіння. В процесі конвективного сушіння твердих матеріалів одночасно мають місце ряд взаємопов'язаних явищ:

- передача теплоти від нагрітого газу до поверхні вологого матеріалу;
- розповсюдження теплоти від поверхні матеріалу до його внутрішнього шару;
- переміщення вологи в шарі матеріалу від центру до поверхні;
- випаровування вологи;
- дифузія пари вологи з поверхні матеріалу в навколишнє середовище.

Вологість матеріалу характеризується концентрацією вологи в ньому і являє собою відношення маси вологи до загальної маси матеріалу:

$$w = \frac{W}{G + W} 100\%, \quad (2.62)$$

де W – маса вологи в матеріалі, кг; G – маса абсолютно сухого матеріалу, кг.

У деяких випадках вологість матеріалу виражається відношенням її до маси абсолютно сухого матеріалу:

$$w = \frac{W}{G} 100\%$$

Розрахунок конвективних сушарок, які найбільш розповсюджені, починається з визначення кількості вологи G_6 що підлягає випаровуванню, і кількості висушеного матеріалу G_2 при заданій кількості вологого матеріалу G_1 , в кг/год:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - W_1}{100 - W_2}, \quad (2.63)$$

де w_1 і w_2 – початкова та кінцева вологість матеріалу, %. Тоді матеріальний баланс процесу сушки:

$$G_1 = G_2 + G_g, \quad (2.64)$$

Інше рівняння матеріального балансу можна записати, скориставшись тим, що кількість сухої речовини в матеріалі з часом сушіння не змінюється:

$$G_1 \left(1 - \frac{W_1}{100} \right) = G_2 \left(1 - \frac{W_2}{100} \right), \quad (2.65)$$

Комбінуючи (2.64) та (2.65), отримуємо кількість вологи для вида-лення:

$$G_g = G_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}, \quad (2.66)$$

$$G_g = G_2 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1}, \quad (2.67)$$

Визначення витрат повітря на одиницю випареної вологи ведеться за формулою $G_{\Pi} = G_2 \frac{1}{d_2 - d_1}$,

$$\text{а загальні витрати повітря } G_{\Pi} = \frac{G_g}{d_2 - d_1},$$

де d_1 – вологовміст повітря на вході в сушарку, кг/кг, d_2 – во-логовміст повітря на виході з сушарки, кг/кг.

Матеріальний баланс ідеальної сушарки. Складаючи вхідні та вихідні показники витрат повітря в сушарці, отримуємо:

$$\text{надходження} \leftarrow L + \frac{Ld_1}{1000} + G_1 = L + \frac{Ld_2}{1000} + G_2 \rightarrow \text{витрати}, \quad (2.68)$$

де L – сухе повітря, кг/с; $Ld_1/1000$ – волога, що міститься в навколишньому повітрі, кг/с; $Ld_2/1000$ – волога, що міститься в повітрі на виході з сушарки, кг/с; G_1 – вологий матеріал, кг/с; G_2 – висушений матеріал, кг/с.

або

$$G_1 - G_2 = L(d_2 - d_1)/1000, \quad (2.69)$$

звідки з врахуванням (2.10), кількість вологи дорівнює:

$$G_g = L \frac{d_2 - d_1}{1000}, \quad (2.70)$$

а кількість повітря

$$L = G_{\theta} \frac{1000}{d_2 - d_1}, \quad (2.71)$$

Питома витрата повітря в сушарці:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \quad (2.72)$$

Матеріальний баланс реальної сушарки. Подібно до попереднього складемо надходження та витрати теплоти реальної сушильної установки.

Рівняння теплового балансу реальної сушарки:

надходження теплоти втрати теплоти

$$Lh_1 + Q + G_{1(c_1 t_1)} + G_{y(c_y t_y)} + Q_D = Lh_2 + Q_{\eta} + G_{2(c_2 t_2)} + Q_{н.с.} \quad (2.73)$$

де Lh_1 – теплота, що вноситься свіжим повітрям, Дж/с; Lh_2 – теплота, що вноситься повітрям з сушарки, Дж/с; Q – теплота, що віддається калорифером, Дж/с; Q_{η} – теплота, що втрачається на нагрівання калорифера, Дж/с; $G_{1(c_1 t_1)}$ – теплота, що вноситься вологим матеріалом, якщо його температура t_1 , а теплоємність c_1 , Дж/с; $G_{2(c_2 t_2)}$ – теплота, що вноситься сухим матеріалом, якщо його температура t_2 , а теплоємність c_2 , Дж/с; $G_{y(c_y t_y)}$ – теплота на нагрівання корпусу установки, Дж/с; $Q_{н.с.}$ – втрати теплоти в навколишнє середовище, Дж/с; Q_D – додаткова теплота, Дж/с.

При цьому $Q = L(h_2 - h_1)$. Групуємо подібні члени, отримуємо:

$$L(h_2 - h_1) = (G_{1(c_1 t_1)} - G_{2(c_2 t_2)}) + G_{y(c_y t_y)} + Q_D - Q_{н.с.}, \quad (2.74)$$

Аналіз правої частини рівняння показує, що теплота повітря та теплота, що додатково подається в сушильну камеру, витрачаються на підігрів матеріалу, установки та в навколишнє середовище:

$$L(h_2 - h_1) = Q_m + Q_y + Q_D - Q_{н.с.} \quad (2.75)$$

Пам'ятаємо, що основна задача сушки – видалення вологи з матеріалу, та попереднє перетворення її в пар. На це витрачається значна частина теплоти повітря, що не знайшло відображення в рівнянні теплового балансу. Однак пара, що утворилася містить всю кількість теплоти, що вноситься повітрям, і, таким чином, тепловміст повітря в цьому процесі не змінюється.

Розділивши рівняння (2.73) на G_{θ} отримаємо в лівій частині замість загальної питомої витрати повітря, а в правій частині відповідно питомі витрати кількості теплоти на видалення 1 кг вологи:

$$l(h_2 - h_1) = g_m + g_y + g_d - g_{н.е.}, \quad (2.76)$$

Праву частину рівняння (2.023) прийнято позначати знаком Δ і називати похибкою на дійсну сушарку. Це поняття зв'язане з уявленнями про теоретичну сушарку, для якої $\Delta=0$, тобто в теоретичній сушарці немає втрат теплоти на нагрівання матеріалу і транспортних пристроїв, не підводиться додаткова теплота всередину сушильної камери і немає втрат теплоти в навколишнє середовище.

Перепишемо рівняння:

$$\Delta = l(h_2 - h_1) \text{ або } h_2 = h_1 + \frac{\Delta}{l} \quad (2.77)$$

Останнє рівняння показує, що характер зміни ентальпії повітря в процесі сушіння залежить від Δ .

Дійсний процес сушіння і його зображення в Id - діаграмі

Для випадку, якщо величина l визначена попередньо з теплового балансу, побудуємо процес у Id - діаграмі (рис.2.57).

Скористаємося рівнянням (2.72), підставивши значення l :

$$\Delta = 1000 \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_0}, \quad (2.78)$$

Наносимо на Id-діаграму точку A , що характеризує етап свіжого повітря, і точку B , що характеризує етап повітря після калорифера. Потім через точку B проведемо лінію $h_1 = \text{const}$. На цій лінії довільно виберемо точку E і через неї проведемо горизонталь до перетину з лінією AB у точці F .

$$\text{Згадаємо рівняння (2.77): } h_2 = h_1 + \frac{\Delta}{l}$$

На діаграмі при $\Delta > 0$ лінія $h_2 = \text{const}$ проходить над лінією $h_1 = \text{const}$. Тому відкладемо від точки E вгору по вертикалі відрізок EE_1 , вважаючи, що точка E_1 лежить на лінії, що зображує процес дійсної сушарки (h_2, d_2).

Рівняння (2.78) при зміні координати довільно обраною точкою на лінії сушіння (h, d), має вигляд:

$$\Delta = 100 \frac{h - h_1}{d - d_0}, \quad (2.79)$$

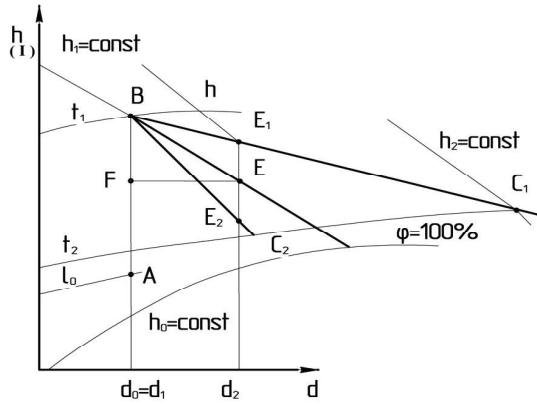


Рис.2.55. Процес дійсного сушіння в Id-діаграмі

Відповідно до рис.2.55 різниця ентальпій

$$h-h_1=EE M_1.$$

Різниця вологовмісту

$$d-d_1=EFM_d,$$

$$\text{отже, } \Delta = \frac{EE_1 M_1}{EF M_d} 1000, \text{ звідки } EE_1 = EF \frac{\Delta}{M}, \quad (2.80)$$

Лінію дійсного процесу сушки, з'єднавши точки B і E_1 і продовживши пряму BE_1 , вниз. Кінець цієї лінії – точку C_1 знайдемо по будь-якому одному параметру повітря на виході із сушарки, наприклад температурі.

Для дійсної сушарки при $\Delta < 0$, відрізок EE_2 відкладаємо вниз по вертикалі (рис.2.57) і далі, з'єднуючи точки B і E_2 , одержимо лінію сушіння B і E_2 , як і в попередньому випадку.

Питому витрату повітря l і питому витрату теплоти в калорифері q розраховують, як і для теоретичної сушарки, провівши через точки C_1 і C_2 горизонталі CD_{11} , і CD_{22} . Зазначимо, що l , і q залежать від величини виправлення на дійсну сушарку.

Дійсний процес сушіння в рекуперативній сушарці. Основний недолік описаного вище основного (класичного) процесу сушіння – необхідність підігріву повітря до високої температури t_1 , що створює жорсткий режим сушіння – високу температуру і низьку відносну вологість.

Для більшості матеріалів у харчовій промисловості такі режими не застосовуються у зв'язку з необхідністю витримки технологічних режимів (Гершов А.П., Самочетов В.Ф., 1967; Бородай Г.Г., 1999). Температуру повітря на вході в сушарку можна понизити в процесі сушки з поверненням частини відпрацьованого повітря. Такий варіант процесу можна здійснити в сушарці, регулюючи повітряні потоки за допомогою шиберів. У калорифер тепер подається не свіже повітря з параметрами h_0, d_0 та ін., а суміш, утворена з однієї частини свіжого повітря і відпрацьованих частин. Число n називають кратністю змішування.

Параметри суміші на вході в калорифер:

$$d_{cm} = \frac{d_0 - nd_2}{1 + n}, \quad (2.81)$$

Процес сушіння з рециркуляцією представлено на Id-діаграмі (рис.2.56).

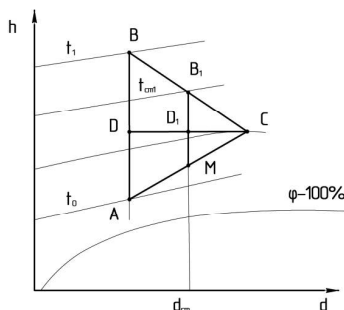


Рис. 2.56. Процес сушіння з рециркуляцією в Id-діаграмі

Відзначимо точку A , що характеризує параметри свіжого повітря і точку C , що характеризує повітря на виході із сушарки. Пряма AC зображує процес змішування повітря двох різних станів. Точку M , що характерна стану утвореної суміші, одержимо, поділивши лінію AC на 1+1 частин і відклавши частину від точки A .

Суміш підігрівається по лінії $d_{cm} = const$ до температури t_{cm1} . Точку B_1 одержимо на перетинні лінії $d_{cm} = const$ і ізотерми t_{cm1} .

Порівнюємо питомі витрати повітря і теплоти в калорифері для процесу з рециркуляцією й основним процесом, побудованого на тих параметрах

свіжого і повітря, що відробило. Питома витрата повітря в основному процесі характеризує лінія CD , а в процесі з рециркуляцією – лінія CD_1 . Питома витрата повітря в процесі з рециркуляцією більше, ніж в основному процесі, тому що $CD > CD_1$.

Питома витрата теплоти в калорифері в основному процесі

$$q_k = \frac{AB}{CD} M, \quad (2.82)$$

Для процесу з рециркуляцією

$$q_k = \frac{AB_1}{C_1D} M, \quad (2.83)$$

З подоби трикутників ABC і MB_1C випливає, що

$$\frac{AB}{CD} = \frac{MB_1}{C_1D}, \quad (2.84)$$

тобто $q_k = q_k'$.

У порівнянні з основним процесом у процесі з рециркуляцією питома витрата повітря більше, а питомі витрати теплоти в калорифері однакові. Отже, у процесі з поверненням відпрацьованої частини повітря не можна домогтися економії енергії, але можна пом'якшити режим сушіння.

Пом'якшення режиму сушіння можна домогтися за рахунок підведення теплоти в сушильну камеру чи в сушарку з проміжним підігрівом повітря при переході його з камери в камеру. Подібно процесу з рециркуляцією в цих процесах питома витрата повітря і питома витрата теплоти такі ж, як і в основному процесі, побудованому на тих же початкових і кінцевих параметрах.

Методика проведення розрахунку теплового балансу конвективної сушарки:

1. Визначити кількість вологи.
2. Визначити кількість висушеного матеріалу.
3. Графічно визначити питомі витрати повітря та питомі витрати теплоти за діаграмою.
4. Витрати повітря на одиницю випареної вологи .
5. Кількість теплоти для нагрівання сухого матеріалу від початкової його температури до кінцевої .
6. Кількість теплоти, що витрачається на випарювання вологи, кДж

$$Q_v = G_v (r + c_v T_n),$$

де r – питома теплота пароутворення при температурі 100 °С.

7. Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання продукту, кДж,

$$Q_M = G_2 c_M (T_K + T_n),$$

де c_M – теплоємність вологи, кДж/кг °С .

Витрата повітря, що витрачається на нагрівання матеріалу,

$$G_n = \frac{Q_M \eta}{h_1 - h_2},$$

8. Втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж:

$$Q_n = \frac{(Q_6 - Q_M) \xi}{100},$$

де $\xi = 5 \dots 15\%$ – втрати теплоти в навколишнє середовище.

9. Кількість теплоти для сушіння матеріалу, що визначається тепловим балансом:

$$Q = Q_6 + Q_M + Q_n,$$

10. Об'єм сушильної камери:

$$V = \frac{G}{A}$$

де A – напруження сушарки по волозі, що становить $A=5 \dots$

15 кг год/м³.

11. Розрахунок тривалості охолодження насіння.

При вентиляванні з метою тимчасової консервації зерна охолодженням на відміну від конвективного сушіння, при якому насіння має не тільки високу температуру, але і високу вологість. Підвищена вологість та температура підсилюють процес дихання, в результаті якого виділяються вода, вуглекислий газ та значна кількість теплоти.

Процес вентилявання насіння досить тривалий, та насіння встигає виділити значну кількість теплоти, яка повинна бути відведена в навколишнє середовище.

12. Тривалість вентилявання при охолодженні визначається:

$$\tau = \frac{Q - G_2 \cdot c_M (t_M^H - t_M^K)}{\nu G_2}$$

де G_2 – кількість насіння, кг; c_m – теплоємність насіння, 1520 кДж/кг °С; v – виділення теплоти за рахунок внутрішніх джерел, кДж/кг·год; t_m'' , t_m^k – початкова та кінцева температури насіння, °С;

τ – тривалість процесу охолодження, год.

У залежності від матеріалу продуктивність внутрішніх джерел теплоти знаходиться в границях від $20 \cdot 10^{-5}$ до $20 \cdot 10^{-2}$ кДж/м³ год.

Вентилювання насіння також рекомендується здійснювати після сушіння нагрітим повітрям, для зменшення пересушки насіння нижніх шарів. Холодне повітря, при проходженні крізь нижні пересушені шари віддає їм частину своєї вологи, тим самим збільшуючи свою водопоглинальну здатність. У верхніх шарах контейнера повітря поглинає вологу, досушуючи насіння.

2.7 Зберігання зерна, овочів та картоплі. Активна вентиляція.

Теплоізоляція сховищ

Вологість зерна – кількість гігроскопічної вологи в зерні, виражена у відсотках до його загальної ваги. Вологість зерна має велике значення при зберіганні зерна. Залежно від вологовмісту повітря в сховищі зерно здатне поглинати воду або віддавати вологу в навколишнє середовище. Якщо відносна вологість і температура повітря залишаються постійними, між зерном та повітрям настає стан гігроскопічної рівноваги, устанавлюється рівноважна вологість.

Під час тривалого зберігання зерна відносна вологість повітря не повинна бути більше 70%. Підвищення її до 75% (*критична вологість*) викликає інтенсивний подих зерна, велику витрату поживних речовин, виділення енергії у вигляді тепла (самозігрівання зерна), можливе набрякання, проростання зерна й активний розвиток на ньому мікроорганізмів.

Підвищення в сховищі температури повітря при постійній його вологості зменшує вологість зерна, а зниження – збільшує. Показники рівноважної вологості всіх зернових культур близькі й становлять при 70% відносній вологості повітря в середньому 14...15%. В олійних культур вона значно нижче (для сої – 2,5, для соняшнику, льону – 8,5, ріцини – 7,5%), оскільки жири, що знаходяться в зерні цих культур, не зв'язують воду. Тому при зберіганні зерна олійних культур потрібно особливо уважно стежити за режимом зберігання.

Державними стандартами на сортове та посівне насіння встановлена гранична вологість зерна для різних культур, перевищення якої не допускається. Так, вологість кондиційного зерна зернових культур (пшениці, жита, ячменю й вівса) не повинна перевищувати 15,5%. Вологість кондиційного зерна, залежно від зони, повинна бути: рису – 14...15%, проса – 13,5...16%, гречки – 14...17%, гороху – 14...17%, квасолі – 15%. Для посівного зерна вологість практично не грає ролі, аби тільки збереглися його посівні якості.

Вологість зерна визначають методом висушування в сушильній шафі (основний метод) або вологомірами не пізніше, ніж через дві доби з моменту надходження зразка в лабораторію. Для аналізу беруть дві навіски по 5 г, які виділяють із відібраної від середнього зразка проби. Прийоми попередньої підготовки зерна до висушування й час висушування зерна різних культур неоднакові. Наприклад, насіння зернових і зернобобових культур попередньо розмелюють на лабораторному млині, а потім висушують при 130 °С за 40 хв. Насіння багаторічних олійних, ефіромасляничних й овочевих культур висушують цілими. При вологості зерна зернових і зернобобових культур більше 20% цей показник визначають після попереднього підсушування в сушильній шафі протягом 30 хвилин при 105 °С. Вологість зерна за допомогою вологоміра встановлюють також по двох пробах (відповідно до інструкції для користування приладом).

Явище самозігрівання. Самозігрівання виникає в результаті інтенсивного подиху зерна, активного розвитку мікроорганізмів і поганої теплопровідності зернових мас. Навіть у бурті висотою 1 м температура підвищується до 55...60 °С. У неочищених від домішок зернових масах з вологістю більше 18...20% і температурою вище 10 °С процес самозігрівання протікає особливо бурхливо, коли температура зерна досягає 24...25 °С. При цьому створюються оптимальні умови для розвитку пліснявих грибів і різко зростає інтенсивність подиху самого зерна. За 5...6 діб свіжозібране зерно може бути зовсім зіпсовано, воно втрачає не тільки посівні, але й харчові й фуражні якості. Зовні це проявляється в потемнінні зерна, появі на ньому колоній цвілевих грибів, видимих неозброєним оком, утворення солодового й цвілевого запахів, втраті сипкості. При 50 °С і більше, в результаті утворення комплексних з'єднань білків із цукрами та виділення чорних пігментів кокковими бактеріями, зерно набуває виду обвугленого. У зерні стає менше клейковини, якість її погіршується. У зерні, що самозігрілося, накопичуються споровиникаючі бактерії (картопляна й сінна палички), які при переробці зерна в борошно розвиваються в печеному хлібі й викликають картопляну або тягучу хворобу хлібної м'якушки.

У зв'язку з явищем термовологопровідності й перепаду температур самозігрівання зернових може носити шаровий характер. Воно виникає у верхньому шарі насипу на відстані 30...50 сантиметрів від поверхні, у нижньому шарі – на відстані 20...30 сантиметрів від підлоги або по стінці сховища (вертикальний шар). Ця зона поступово розширюється і охоплює всю зернову масу. Процес самозігрівання, який почався, сам по собі ніколи не зупиняється; а при температурі 60...70 °С зернова маса остигає, будучи зовсім зіпсованою. У зв'язку з поганою теплопровідністю зернової маси її неможливо остудити провітрюванням сховищ при природному похолоданні зовнішнього повітря.

Ліквідувати вогнища самозігрівання допомагає активне вентиляювання або охолодження зернової маси шляхом пропуску її через транспортери й зерноочисні машини з вітром. На току при невеликому шарі насипу процес самозігрівання звичайно розвивається відразу по всій внутрішній частині зернової маси.

Щоб попередити самозігрівання, систематично перевіряють температуру ділянок зернової маси термоштангами або спеціальними установками для термометрування. Найважливіші заходи, що різко підвищують стійкість зернових мас при зберіганні – очищення їх від домішок у процесі збирання врожаю й сортування. Значна частина домішок, особливо насіння бур'янів, мають більшу вологість, ніж основне зерно. Своєчасне видалення домішок значно знижує вологість зернової маси. Разом з домішками (пиллом, мінеральним сміттям та ін.) видаляється й багато мікроорганізмів (пліснявих грибів). Зернові маси, що містять недоспіле, щупле й травмоване зерно, менш стійкі при зберіганні.

Зберігання овочів та картоплі є клопітким процесом, оскільки при великому завантажувальному обсязі, займаному овочами, збільшується різниця температур у масі продукту й навколишнього середовища, що може призвести до самозігрівання овочів, особливо в осінній період (табл.2.10).

Для підтримки необхідних умов у сховищі варто забезпечити оптимальну питому поверхню тепло-, волого-, повітрообміну завантаженого обсягу продукції. Розмір поверхні визначають за наступною формулою:

$$K = \frac{P}{O}$$

де K – питома вентиляційна поверхня; P – сумарна поверхня всього завантажувального обсягу, м²; O – завантажувальний обсяг, м².

Розглянемо конструкцію на прикладі теплогенератора ТГ-1,5, який складається з теплогенератора, форсунки й щита керування. Схема керування теплогенератором передбачає використання ТГ як нагрівача або вентилятора (у літній період). Система опалення ТГ – автоматична, розрахована на роботу без постійного спостереження обслуговуючим персоналом у режимі «Опалення автоматичне».

Питому вентиляційну поверхню можна регулювати збільшенням або зменшенням завантажувальних обсягів, обсягами продукції подовженої форми, коли величина питомої вентиляційної поверхні може підвищитися на 14% і більше (табл.2.11).

Таблиця 2.10

Оптимальні умови зберігання овочевих і баштанних культур

Овочі	Температура, °С		Відносна вологість повітря, %	Термін зберігання, місяць
	продукції	в сховищі		
Зелені Капуста:	0...1,5	0...1	90...95	3
білокачанна (маточники)	0...1	-0.5...1	90...95	8
продовольча	-1...0	-1,5...-1	90...95	8
цвітна	0	0	90...95	3
савойська	-1...0	-1...0	90...95	6
кольрабі	0...1	-0.5...1	90...95	8
Коренеплоди (маточники)	0...1	-1...0	90...95	10
Цибуля:				
маточна	2...6	1...5	65...75	8
продовольча	-1...-1	-1...-3	80...85	10
виборок	-1...-3	-1...-1	65...75	9
Салат, шпинат	0	0	90...95	1
Часник	-1...-3	-1...-3	70...80	8
Помідори:				
розові і стиглі	2...3	1...2	80...90	1
бурі	4...5	3...4	80...85	2
зелені і молочні	20...22	20...22	80...85	3
Гарбуз	1...10	1...10	75...85	6
Диня	2...10	2...10	85...90	7
Кабачки, огірки	6...8	6...8	85...90	2тижні
Баклажани	7...10	7...10	85...90	2тижні
Кавуни	1...3	1...3	80...90	3

Таблиця 2.11

Рекомендовані величини питомої вентиляційної поверхні завантажувального обсягу овочів при зберіганні

Овочі	Значення питомої вентиляційної поверхні
Буряк	3.0
Бруква	3.2
Морква, селера, петрушка	6.6
Білокачанна капуста	5.0

Активна вентиляція призначаються для підтримки повітряного середовища помешкань відповідно до санітарно-гігієнічних, зоотехнічних або агротехнічних норм.

Активну вентиляцію продукції особливо широко застосовують при зберіганні капусти, коренеплодів продовольчих, картоплі і маточників. Ця система дозволяє використати природний холод, що особливо важливо для осіннього й весняного періодів зберігання.

Активна вентиляція здійснюється (рис.2.57):

- зовнішнім повітрям, без домішок повітря сховища (переважно восени й навесні);
- зовнішнім повітрям із підмішуванням повітря сховища (в помірно холодну погоду при температурі зовнішнього повітря до мінус 2 °С);
- повітрям сховища з незначним підмішуванням зовнішнього повітря (при температурі зовнішнього повітря до мінус 5 °С);
- повітрям сховища без підмішування зовнішнього повітря – повна рециркуляція (при температурі зовнішнього повітря нижче мінус 5 °С).

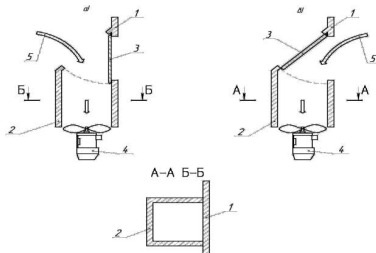


Рис.2.57. Система вентиляції сховища:

1 – стіна сховища; 2 – канал для повітря; 3 – клапан організації руху повітря; 4 – вентилятор; 5 – схема руху повітря; а) – повітря рухається в сховищі; б) – повітря з навколишнього середовища направляється в сховище.

При такій вентиляції охолоджується вся продукція, і зберігання наближається до роздільно-штучного. Розміщення овочів можна проводити завантажувальними обсягами 100...200 т і більше, навалом, що дає можливість збільшити місткість сховищ в 2,5...5 разів, підвищити вихід і якість овочів і маточників, продовжити строки зберігання.

Система для активної вентиляції складається (рис.2.57) з вікна в навколишнє середовище, змішувальної камери з клапаном 3 організації руху повітря, вентилятора 4, магістрального каналу 2, розподільних каналів (повітря з розподільних каналів подається до продукції).

У великовантажних сховищах для більш рівномірної подачі повітря споруджують дві або чотири такі системи, кожна з яких являє собою вентиляційну секцію сховища.

Рівномірне розповсюдження повітря за довжиною вентилязованого помешкання досягається підбором відповідних діаметрів усіх ділянок магістральних трубопроводів і окремих відгалужень (рис.2.58).

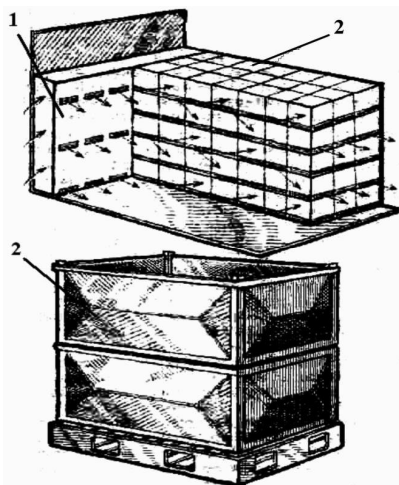


Рис.2.58. Система розподілу повітря при зберіганні картоплі в контейнерах:

1 – канали для повітря; 2 – контейнери

Магістральні й розподільні канали можуть бути як на підлозі, так і заглибленими (рис.2.59). Спосіб розміщення каналів визначається гідрологічними умовами місцевості: канали завжди повинні бути вільні від поверхневих і ґрунтових вод.

Будь-яке сховище із природною вентиляцією можна обладнати системою активної вентиляції господарським способом. Кількість повітря, необхідного для вентиляції завантажувального обсягу, визначають продуктивністю вентилятора ($\text{м}^3/\text{год}$), поперечним перерізом забірної шахти і магістрального ка-

налу, які повинні бути рівновеликими. Ці показники розраховують, виходячи із установленної продуктивності вентилятора й початкової швидкості руху повітря в каналах, які приймають за 5 м/с у магістральному каналі та 3 м/с – у розподільнику.

Розрахунок загальнообмінної вентиляції полягає у визначенні необхідного повітрообміну V (м³/год), що забезпечуватиме підтримку допустимої концентрації шкідливих речовин, водяних парів і оптимальної температури.

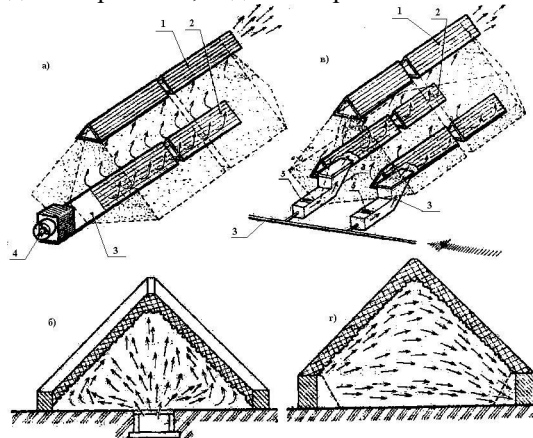


Рис.2.59. Система розподілу повітря при зберіганні картоплі або капусти на підлозі та землі:

- 1 – канал виходу повітря; 2 – канал з отворами для подачі повітря в ворох;
3 – розподільні канали; 4 – вентилятор

За умови тривалої роботи вентиляції, виходячи з допустимого значення концентрації шкідливих речовин, величина повітрообміну V визначається:

$$V = \frac{x_{\text{вр.}}}{x_2 - x_0}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.84)$$

де $x_{\text{вр.}}$ – кількість шкідливих речовин, що виділяється за одну годину, г/год; x_2 – гранично-допустима концентрація шкідливих речовин, г/м³; x_0 – концентрація шкідливих речовин у зовнішньому повітрі, г/м³.

Виходячи з допустимого утримання водяних парів:

$$V = \frac{W}{(d_s - d_e) \cdot \rho} \quad (2.85)$$

де w – маса вологи, що виділяється в помешканні, г/год; d_s і d_e – вологовміст внутрішнього і зовнішнього повітря, г/кг; ρ – щільність повітря в помешканні, кг/м³.

Необхідний повітрообмін за надлишкової теплоти:

$$V_m = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{над}}}{C \cdot (t_e - t_s) \cdot \rho}, \quad (2.86)$$

де C – ізобарна теплоємність повітря, ($C = 1$ кДж/кг); $Q_{\text{над}}$ – надлишковий потік теплоти, Вт; t_e – температура усередині помешкання, °С; t_s – температура зовнішнього повітря, °С.

Надлишковий потік становить:

$$Q_{\text{над}} = Q_m - Q_{\text{осор}}, \quad (2.87)$$

де Q_m – потік теплоти, що виділяється в помешканні від різноманітних джерел, Вт; $Q_{\text{осор}}$ – тепловий потік, що втрачається через зовнішні огороження, Вт.

Для тваринницьких ферм шкідливою речовиною є вуглекислий газ. Годинний обсяг припливного повітря, необхідного для зниження концентрації вуглекислого газу:

$$V_{CO_2} = \frac{C \cdot n}{C_1 - C_2} \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (2.88)$$

де C – кількість CO_2 , що виділяється однією твариною (птицею), л/год; n – кількість тварин (птиці) у помешканні; C_1 – граничнодопустима концентрація CO_2 у повітрі помешкання, л/м³; C_2 – концентрація CO_2 у зовнішньому повітрі, л/м³ (у сільській місцевості $CO_2 = 0,3 \dots 0,4$ л/м³).

Необхідний повітрообмін для тваринницьких і птахівницьких помешкань є найбільшим із двох величин: C_{CO_2} і C_n ,

Правильність розрахунку повітрообміну пов'язана з рекомендованою кратністю теплообміну K , виходячи зі співвідношення:

$$K = \frac{V}{V_n}, \quad (2.89)$$

де V – обране значення повітрообміну, м³/ч; V_n – внутрішній обсяг помешкання, м³.

Для холодного періоду року для тваринницьких помешкань $K = 3 \dots 5$, для пташників $K = 10 \dots 12$.

Площа перетину усіх витяжних шахт за природної тяги:

$$F = \frac{V}{3600 \cdot v_{в.ш.}}, \text{ м}^2 \quad (2.90)$$

де V – обраний перетин теплообміну; $v_{в.ш.}$ – швидкість руху повітря у витяжній шахті.

Чисельне значення $v_{в.ш.}$ визначається зі співвідношення:

$$v_{в.ш.} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (t_{в.} - t_{з.в.})}{273}}, \quad (2.91)$$

де h – висота шахти, м; $t_{в.}$ – розрахункова температура усередині помешкання, °С; $t_{з.в.}$ – розрахункова вентиляційна температура зовнішнього повітря, °С. Кількість витяжних шахт:

$$n_{в.ш.} = \frac{F}{f}, \quad (2.92)$$

де F – площа поперечного перетину всіх витяжних шахт, м²; f – площа поперечного перетину однієї шахти (у типових проектах прийнято квадратні перетини 400, 500, 600 і 700 мм).

У разі подавання зовнішнього повітря за допомогою вентиляторів їх сумарне подавання визначається із співвідношення:

$$V_{в} = K_{в} \cdot V, \quad (2.93)$$

де $K_{в}$ – поправний коефіцієнт втрати або підсоси повітря у повітроводах ($K_{в}=1,1$ – для повітроводів довжиною до 50 м, $K_{в}=1,15$ – в інших випадках) [29].

Повний напір вентилятора:

$$P_{в} = H_{T} + h_{м.с.}, \text{ Па} \quad (2.94)$$

де H_{T} – втрати за довжиною, Па; $h_{м.с.}$ – втрати на місцеві опори, Па.

Втрати напору за довжиною трубопроводу:

$$H_{T} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{н.в.}^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.95)$$

де λ – коефіцієнт тертя повітря в трубопроводі (0,02...0,03); l і d – довжина і діаметр трубопроводу, м; $v_{н.в.}$ – швидкість руху припливного повітря в трубопроводах (у магістральних лініях 10...15 м/с, у відгалуженнях 6...9 м/с) (Блази В., 2005); ρ – щільність повітря в трубопроводі, кг/м³.

Для трубопроводів прямокутного перетину приймають еквівалентний діаметр із співвідношення:

$$d_{екв} = \frac{2a\epsilon}{a + \epsilon}. \quad (2.96)$$

Місцеві опори:

$$h_{м.с.} = \sum \zeta \cdot v_{н.в.}^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (2.97)$$

де $\sum \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів окремих ділянок припливної системи.

Виходячи з чисельних значень подачі V і повного напору P_ϵ , проводиться підбір вентилятора за загальноприйнятою методикою (із використанням номограм).

Необхідну потужність (кВт) на валу електродвигуна для приводу вентилятора визначають за формулою

$$N_\epsilon = \frac{V_\epsilon \cdot \rho_\epsilon}{3600 \cdot \eta_\epsilon \cdot \eta_n}, \quad (2.98)$$

де η_ϵ – ККД вентилятора; η_n – ККД передачі (0,8 для муфтового з'єднання; 0,95 – для клинопасової передачі; 0,9 – для плоскопасової передачі) (Блази В., 2005)

Установлена потужність електродвигуна:

$$N_{уст} = K_з \cdot N_\epsilon, \quad (2.99)$$

де $K_з$ – коефіцієнт запасу потужності (з довідкових даних, виходячи з величини і виду вентилятора).

Приклад

Для зберігання при активній вентиляції 200 т капусти сорту Амагер при висоті завантаження 3 м визначають продуктивність вентилятора ($\text{м}^3/\text{год}$), перетин магістрального каналу і забірної шахти, перетин та кількість розподільних каналів. Завантажувальних обсягів, а отже, і вентиляційних систем у сховищі чотири. *Розрахунки:*

– продуктивність вентилятора за 1 год дорівнює:

$$100 \text{ м}^3 \cdot 200 = 20000 \text{ м}^3;$$

– потреба повітря в 1 секунду:

$$20000 \text{ м}^3 / 3600 \text{ с} = 5,5 \text{ м}^3/\text{с};$$

- поперечний перетин P_m магістрального каналу й забірної шахти при швидкості руху повітря 5 м/с:

$$P_m = 5,5 / 5 = 1,1 \text{ м}^2$$

(приймаємо канал з поперечним перетином 1,1·1,0 м);

- загальне P_o , або сумарний, поперечний перетин всіх розподільних каналів при швидкості руху повітря в них 3 м/с:

$$P_o = 5,5 / 3 = 1,83 \text{ м}^2.$$

Для даної кількості капусти необхідно мати 28 розподільних каналів (на відстані 1,5 м один від одного).

Вихідні отвори в магістральному каналі й поперечні P_p перетини самих розподільних каналів складуть:

$$P_p = 1,83 : 28 = 0,065 \text{ м}^2.$$

Перетин одного розподільного каналу P_p приймаємо 0,22·0,30 м (по мірі видалення від вентилятора поперечні перетини повинні поступово зменшуватися).

Зберігання в газовому середовищі. Для цього типу зберігання використовується газова суміш, що відрізняється від атмосферного повітря значним збільшенням вмісту в ній вуглекислоти при одночасному зменшенні вмісту кисню і незмінній кількості азоту. Співвідношення вуглекислого газу і кисню залежить у кожному випадку від виду продукції, її призначення, сорту й інших умов.

Зберігати овочі можна в герметичних камерах зі спеціально регульованим газовим середовищем або ємностях з газовим середовищем, що природно створюється (аутоконсервування).

Для зберігання овочів у камерах газову суміш готують штучно, використовуючи не тільки вуглекислоту, але й азот при сильному зменшенні вмісту кисню.

Затарену продукцію завантажують у камери холодильника, після чого камери герметизують і насичують газовою сумішшю, що регулюють автоматично спеціальними апаратами - газообмінниками-дифузорами.

Для капусти рекомендується газова суміш наступного складу: вуглекислота – 4%, кисень – 5%, азот – 91%; її можна застосовувати також для зберігання маточників капусти, цибулі, буряка, моркви.

У герметичних ємностях з газовим середовищем, що природно створюється, зберігають товарні коренеплоди й маточки моркви, селеру, петрушку. Для консервування використовують поліетиленові мішки із плівки товщиною 200 або 120 мкм, місткістю 35... 40 кг, розміром 0,50·1,0 м. Мішки, заповнені морквою, завантажують у контейнери, які встановлюють на зберігання в холодильники або в сховища з активною вентиляцією; концентрація газу в мішках із плівки товщиною 120 мкм – 2,3%, 200 мкм – 4,5%. Селеру й петрушку (зелень) до трьох місяців зберігають у невеликих (1 кг) поліетиленових мішках із плівки товщиною 40...60 мкм, розміщених у холодильниках.

Строки літнього зберігання овочів у сховищі (льодовику) при температурі плюс 2...4 °С представлено в табл.2.11.

Таблиця 2.11.

Строки літнього зберігання овочів у льодовику (нещільне укладання в інвентарних ящиках, встановлених на рейках)

Овочі	Тривалість зберігання без втрат, діб
Зелена цибуля	8
Салат	5
Петрушка із зеленню	7
Огірок парниковий	10
Кріп	4
Морква	15
Капуста цвітна	6
Кабачок	7

Системи кондиціонування повітря служать для підтримки температури, вологості та інших характеристик повітря в помешканні відповідно до необхідних норм.

За призначенням кондиціонування повітря поділяють на комфортне, застосовуване в житлових, громадських і адміністративних приміщеннях; технологічне – у виробничих приміщеннях для забезпечення необхідних умов протікання технологічних процесів; комфортно-технологічне – у виробничих приміщеннях, де умови протікання технологічних процесів мало відрізняються від комфортних.

За розташуванням основних елементів системи кондиціонування поділяють на місцеві, розташовані в окремих помешканнях, і центральні, в яких повітря обробляється в одному центральному кондиціонері, від якого

розподіляється на помешкання. Центральні кондиціонери мають різноманітні схеми тепловологісного оброблення повітря. Вони можуть бути прямоточними або з рециркуляцією. У прямоточних кондиціонерах обробляється тільки зовнішнє повітря, у кондиціонерах із рециркуляцією – зовнішнє повітря з деякою кількістю внутрішнього повітря, що забирається з помешкання.

За сезонністю забезпечення необхідних параметрів повітря в помешканнях системи поділяють на цілорічні і сезонні (використовуються найчастіше в теплий період року).

Оброблене повітря перед подачею його в помешкання проходить такі основні процеси: нагрівання або охолодження, зволоження або осушення, очищення від пилу. В окремих випадках застосовується іонізація повітря й усунення запахів.

У деяких кліматичних районах у зимовий період необхідно підігрівати і зволожувати припливне повітря, а в літній – охолоджувати й осушувати.

Прямоточні системи кондиціонування працюють тільки на зовнішньому повітрі, коли рециркуляція неможлива через наявність у помешканні шкідливих виділень, запахів і підвищеної концентрації пилу.

Більш економічними щодо витрати теплоти і холодильного агента є системи кондиціонування з рециркуляцією.

У центральних і місцевих кондиціонерах застосовують системи автоматичного регулювання, що змінюють положення регульовальних повітряних клапанів, подавання теплоносія в калорифери, води в зрошувальну камеру або холодоносія в повітроохолоджувач залежно від зміни параметрів зовнішнього повітря і повітря всередині помешкання.

Тваринницькі та птахівничі приміщення, які розташовані в південних районах, у літню пору внаслідок впливу інтенсивної сонячної радіації і високої температури навколишнього повітря перегріваються. У таких районах влітку температура повітря може значно перевищувати допустимі норми (понад 35 °С). Підвищення температури призводить до істотного зниження продуктивності тварин і птиці.

Ефективним засобом зниження температури повітря є випарне охолодження. У центральних системах тепловологісне оброблення повітря проводиться в типових зрошувальних камерах кондиціонерів, встановлених окремо від ферми. За децентралізованої схеми для оброблення повітря використовують касети зі зрошуваним гігроскопічним заповнювачем. Касети встановлюють у поздовжніх стінах. Ефект охолодження може бути досяг-

нутий лише за умови, що температура води буде значно нижча від температури повітря. Для охолодження використовують артезіанську воду з температурою 5...12 °С, або воду, штучно охолоджену в холодильній камері.

Кондиціонування повітря в картоплексовищах, створення й автоматична підтримка в сховищах температурновологих умов, найбільш, сприятливих для зберігання картоплі. Агрокомплекси (сховищ) включають технічні засоби для вентиляції, охолодження й опалення, регулювання вологості, руху повітря. Система вентиляції картоплексовищ забезпечує подачу зовнішнього та внутрішнього. повітря або їхньої суміші в масу продукції, що зберігається, а за допомогою систем охолодження і опалення картоплексовищ подачу штучно охолодженого або підігрітого повітря (рис.2.601).

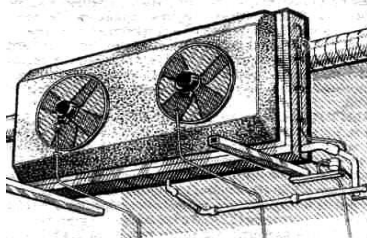


Рис.2.60. Випарник кондиціонера

Для підтримки у верхній зоні сховища температури, що запобігає підпрівання (кондиціонування) верхнього шару насипу картоплі й промерзання покриттів, застосовують опалювально рециркуляційні агрегати, установлюють їх біля зовнішніх стін із розрахунку 1 агрегат приблизно на 250 м покриття. Система примусового зволоження вентиляційного повітря підтримує в межах 95% відносної вологості, необхідне для прискорення загоєння ран у лікувальний період, запобігає осаді насипу картоплі й тим самим змін порозності насипу. В наш час розроблені, скомпоновані в одному блоці модулі тепловологого обробітку вентиляційного повітря (вентиляційний модуль), що дозволяє створювати й підтримувати в комплексах заданий температурно-вологий режим зберігання плодоовочевої продукції, в т. ч. картоплі. Він може працювати в автоматичному режимі, і обслуговуючий персонал потрібний тільки при запуску установки в роботу та при періодичному огляді її під час зберігання продукції. Основні технічні характеристики модуля: місткість камери – 500 т картоплі; продуктивність: по повітрю – до 25000 м³/год, вологовиробник – 8 кг пари за годину; діапазон регулювання температури +5...+15 °С; доуволожування повітря– 60...95%; точність підтримки

температури $\pm 0,5$ °С, відносної вологості – $\pm 6,0\%$ (25. Пономарчук І.А., Волошин О.Б., 2004)

Окремішність насипу картоплі, частка не зайнятого бульбами загального обсягу шару насипу картоплі. Залежить від фракційного складу бульб і умов формування насипу; при з беріганні змінюється в процесі усадки шару картоплі і деформації бульб. Впливає на процеси тепломасообміну в насипі картоплі та на аеродинамічний опір шару бульб.

Для центральних шарів середнє значення окремішності $\mu = 0,39$; зміна її при переході від граничних шарів до центральних $\mu x = f(x)$ розраховують на підставі даних, наведених у табл. 2.12;

Таблиця 2.12.

Зміна відносної окремішності насипу при переході від периферійних її шарів до центральних

x	0	0,13	0,2	0,32	0,385	0,54	0,6	0,66	0,73	0,8	0,9
μx	2	1,89	1,54	0,91	0,71	0,58	0,59	0,67	0,77	1,0	1,0

де x – відстань від межі засіку (контейнера) до даного шару, м.

Діаметр бульб визначається за залежністю:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V_0}{\pi}}$$

d – діаметр бульб, обчислений через їхній об'єм (V_0), м.

Зміна порозності під впливом навантаження верхніх шарів для насипу бульб, що зберігають тургор, мала.

Зміна в часі

$$\mu\tau = \mu - \Delta\mu$$

оцінюється по залежності:

$$\Delta\mu = (67,8\tau + 0,87\tau^2)10^{-3},$$

де τ – час від початку зберігання, діб; формула застосовується для $\tau > 65$.

Розподіл повітря в сховищах. Характеристикою роботи системи вентиляції картоплесховищ є можливі значення швидкості руху повітря в будь-якому місці насипу (штабеля) і у вільному обсязі приміщень зберігання. Повна характеристика розподілу повітря включає відомості про напрямок і величину середньої швидкості, а також дані пульсаційних складових і тур-

булентність. Характер розподілу повітря впливає на інтенсивність проходження раневих реакцій бульб і параметри температурно-вологісного режиму зберігання, залежить від способів роздачі повітря, розміщення витяжної вентиляції, розташування й ступеня заповнення обсягу секції (камери) картоплю, аеродинамічного опору шару бульб, фізичних характеристик повітря, конфігурації й характеру поверхні огорожень. У насипному шарі картоплі розподіл повітря характеризується середньою плановою швидкістю W і середньою швидкістю фільтрації повітря в порах W_{μ} , зв'язаних окремійністю μ :

$$W = W_{\mu} \cdot \mu$$

Краще загоєння механічних ушкоджень бульб забезпечується при $W_{\mu} = 0,1 \dots 0,5$ м/с; у період сушіння поверхні, охолодження й зберігання бульб необхідний розподіл повітря забезпечується нормативним повітрообміном ($50 \dots 100$ м³/год · т) і способом роздачі повітря, при розробці якого допускається локальне збільшення значення W_{μ} до 2 м/с. Дослідження розподілу повітря здійснюється аналітичними й експериментальними методами (на моделях картоплесховищ та натурних умовах).

Розподіл повітря в насипі картоплі характеризується висотою зони рівномірного поля швидкостей h .

Коефіцієнт рівномірності поля швидкостей:

$$K_p = \frac{P_{CH}}{P_C}$$

де P_{CH} – дійсний аеродинамічний опір шару висотою h ; P_C – опір шару тієї ж висоти при однаковій подачі повітря й рівномірному полі швидкостей.

Коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей:

$$K_H = \frac{1}{F} \int_F \frac{(W_{CP} - W)}{W} dF$$

де F – площа зони нерівномірного поля швидкостей; W_{CP} – середня швидкість у цій зоні; W – локальна швидкість на площадці d .

Коефіцієнт поля швидкості на вентиляційних ґратах (решітці):

$$K_w = \frac{W_{\max}}{W_{cp}}$$

де W_{max} – максимальна швидкість виходу повітря з ґрат(решітки); W_{CP} – середня швидкість виходу повітря з ґрат. При розміщенні картоплі в контейнерах розподіл повітря відбувається в умовах змішаної конвекції, тобто при порівнянній дії різниці тисків й об'ємних сил розподіл повітря в умовах природної конвекції (в умовах дії тільки об'ємних сил) визначається характером тепломасообміну в насипі картоплі і у вільному обсязі камер (секцій).

Теплоізоляція сховищ – це є комплекс технічних заходів і засобів по зменшенню надходження або втрат теплоти для створення заданого температурного режиму зберігання овочів, картоплі. Забезпечується шарами (утеплювачами) конструкцій огорожі, виконаної з теплоізоляційного матеріалу (додаток Д10). Товщина теплоізоляційних шарів залежить від кліматичної зони й типу сховища, визначається спеціальним розрахунком. Теплоізоляція сховищ запобігає переохолодженню відкритих поверхонь насипу за рахунок переносу теплоти, конденсації водяних парів на них та огороженнях. У заглиблених сховищах поряд зі стінами із цегельної кладки або бетонних блоків функції теплоізоляції виконує ґрунт. Переваги такого рішення – в підвищеній тепловій інерції огороження, що забезпечує більшу в порівнянні зі стінами наземних будинків, сталість температурного режиму приміщень зберігання при коливаннях температури зовнішнього повітря, в можливості контакту насипу картоплі з внутрішньою поверхнею стін і зниженні енерговитрат. На зовнішній поверхні зведених стін передбачають теплоізоляційний шар, що захищає від зовнішнього впливу, облицюванням з цегли або листових матеріалів. Теплоізоляційний шар застосовується також при використанні стінових панелей заводської готовності з керамзитобетону щільністю до 1000 кг/м^3 і коефіцієнт теплопровідності до $0,47 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$.

У стінах із тришарових панелей заводської готовності з ефективними утеплювачами й залізобетонними або металевими обшиваннями додатково теплоізоляція не влаштовується. Теплоізоляційний шар стін продовжується нижче відмітки підлоги на 1 м. У наземних будівлях ця величина зменшується за рахунок теплоізоляції підлоги уздовж зовнішніх стін. При надійному електропостачанні економічно доцільний пристрій вентиляційних всередині повітрям прошарків товщиною $0,05\text{-}0,07$ м біля внутрішньої поверхні стін, що дозволяє істотно зменшити товщину теплоізоляційного шару. Теплоізоляційний шар покриттів (дахових перекриттів) виконують із матеріалів з конструктивно можливою меншою щільністю.

Запитання для самопідготовки

1. Який процес називають сушінням?
2. Що є рушійною силою процесу сушіння?
3. Поясніть поняття: відносна вологість і ентальпія вологого повітря.
4. Поясніть принцип побудови Id-діаграми стану вологого повітря.
5. Поясніть принципи побудови кривих сушіння і швидкості сушіння.
6. Які фактори визначають швидкість сушіння в перший і другий періоди.
7. За якими ознаками класифікують сушарки.
8. Опишіть будову і принцип дії конвективних сушарок.
9. Охарактеризуйте спеціальні види сушіння: сублімація, інфрачервоне проміння, і поле струмів високої частоти.
10. Опишіть роботу сушарок різних типів.
11. Назвіть методи інтенсифікації процесів сушіння.
12. Охарактеризуйте якість зерна. Вимоги до зберігання.
13. Охарактеризуйте якість овочів та картоплі. Вимоги до зберігання.
14. Поясніть систему активної вентиляції в сховищах.
15. Поясніть систему кондиціонування в сховищах.
16. Поясніть систему розподілу повітря в сховищах.
17. Опишіть вимоги до теплоізоляції сховищ.

ДОДАТКИ

Таблиця Д.1

Середня масова теплоємність газів при постійному тиску, кДж/(кг·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря (абс. сухе)
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	1,0815
1000	1,0350	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,1530	2,2106	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,9950	2,3346	1,1380
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,3630	1,1443
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	1,1501
1900	1,0940	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	1,1560
2000	1,0990	1,1803	1,2033	1,2334	2,4422	1,1610

Таблиця Д.2

Середня масова теплоємність газів при постійному об'ємі, кДж/(кг·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря (абс. сухе)
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,3980	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,6770	1,4114	0,7193
200	0,6753	0,7394	0,7494	0,7214	1,4323	0,7243
300	0,6900	0,7448	0,7570	0,7599	1,4574	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,7938	1,4863	0,7415
500	0,7193	0,7616	0,7775	0,8240	1,5160	0,7519
600	0,7327	0,7716	0,7892	0,8508	1,5474	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,7733
800	0,7557	0,7926	0,8122	0,8964	1,6140	0,7842
900	0,7658	0,8030	0,8231	0,9157	1,6483	0,7942
1000	0,7750	0,8127	0,8336	0,9332	1,6823	0,8039
1100	0,7834	0,8219	0,8432	0,9496	1,7158	0,8127
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,8215
1300	0,7984	0,8390	0,8608	0,9772	1,7815	0,8294
1400	0,8051	0,8470	0,8688	0,9893	1,8129	0,8369
1500	0,8114	0,8541	0,8763	1,0006	1,8434	0,8441
1600	0,8173	0,8612	0,8830	1,107	1,8728	0,8508
1700	0,8231	0,8675	0,8893	1,0203	1,9016	0,8570
1800	0,8286	0,8738	0,8956	1,0291	1,9223	0,8633
1900	0,8340	0,8792	0,9014	1,0371	1,9552	0,8688
2000	0,8390	0,8847	0,9064	1,0446	1,9804	0,8742

Таблиця Д.3
Середня об'ємна теплоємність газів при постійному тиску, кДж/(м³·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря
0	1,3059	1,2943	1,2992	1,5998	1,4943	1,2971
100	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,5052	1,3004
200	1,3352	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,3071
300	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,3172
400	1,3775	1,3163	1,3289	1,9297	1,5654	1,3289
500	1,3980	1,3276	1,3427	1,9887	1,5897	1,3427
600	1,4168	1,3402	1,3574	2,0411	1,6148	1,3565
700	1,4344	1,3536	1,3720	2,0884	1,6412	1,3708
800	1,4499	1,3670	1,3862	2,1311	1,6680	1,3842
900	1,4645	1,3796	1,3996	2,1692	1,6957	1,3976
1000	1,4775	1,3917	1,4126	2,2035	1,7229	1,4097
1100	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	1,4214
1200	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	1,4327
1300	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	1,4432
1400	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,8280	1,4528
1500	1,5294	1,4440	1,4658	2,3354	1,8527	1,4620
1600	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	1,4708
1700	1,5462	1,4612	1,4825	2,3743	1,8996	1,4867
1800	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	1,4903
1900	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9423	1,4939
2000	1,5692	1,4825	1,5039	2,4221	1,9628	1,5010

Таблиця Д.4
Середня об'ємна теплоємність газів при постійному об'ємі, кДж/(м³·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря (абс. сухе)
0	0,9349	0,9236	0,9282	1,2288	1,1237	0,9261
100	0,9466	0,9249	0,9307	1,3293	1,1342	0,9295
200	0,9642	0,9286	0,9362	1,4164	1,1514	0,9362
300	0,9852	0,9357	0,9458	1,4918	1,1715	0,9462
400	1,0065	0,9454	0,9579	1,5587	1,1945	0,9579
500	1,0270	0,9567	0,9718	1,6178	1,2188	0,9718
600	1,0459	0,9692	0,9864	1,6701	1,2439	0,9856
700	1,0634	0,9826	1,0011	1,7174	1,2703	0,9998
800	0,0789	0,9960	1,0153	1,7601	1,2971	1,0132
900	1,0936	1,0086	1,0287	1,7982	1,3247	1,0262
1000	1,1066	1,0207	1,0417	1,8326	1,3519	1,0387
1100	1,1183	1,0325	1,0538	1,8640	1,3791	1,0505
1200	1,1296	1,0434	1,0651	1,8929	1,4059	1,0618
1300	1,1396	1,0542	1,0756	1,9188	1,4319	1,0722
1400	1,1493	1,0639	1,0856	1,9427	1,4570	1,0819
1500	1,1585	1,0731	1,0948	1,9644	1,4817	1,0911
1600	1,1669	1,0819	1,1036	1,9845	1,5052	1,0999
1700	1,1752	1,0902	1,1116	2,0034	1,5286	1,1078
1800	1,1832	1,0978	1,1191	2,0205	1,5504	1,1158
1900	1,1907	1,1049	1,1262	2,0365	1,5713	1,1229
2000	1,1978	1,1116	1,1329	2,0511	1,5918	1,1296

Таблиця Д.5

Насичена водяна пара (при тиску)

P, бар	t, °C	h'', кДж/кг	h'', кДж/кг	S', кДж/(кг·K)	S', кДж/(кг·K)
0,030	24,097	101,01	2545	0,3546	8,576
0,035	26,692	111,86	2550	0,3908	8,521
0,040	28,979	121,42	2554	0,4225	8,473
0,045	31,033	130,00	2557	0,4507	8,431
0,050	32,880	137,83	2561	0,4731	8,393

Таблиця Д.6

Фізичні властивості сухого повітря при тиску $1,01 \cdot 10^5$ Па

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, кДж/(м·K)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	P _r
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690

Таблиця Д.7

Фізичні властивості води на лінії насичення

t, °C	P, бар	ρ , кг/м ³	h, кДж/кг	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(кг·K)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^4$, 1/K	P _r
0	1,013	999,9	0,00	4,212	0,560	1,789	- 0,63	13,50
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	1,306	0,70	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	1,006	1,82	7,03
30	1,013	995,7	125,70	4,174	0,612	0,805	3,21	5,45
40	1,013	992,2	167,50	4,174	0,627	0,659	3,87	4,36
50	1,013	988,1	209,30	4,174	0,640	0,556	4,49	3,59
60	1,013	983,1	251,10	4,179	0,650	0,478	5,11	3,03
70	1,013	977,8	293,00	4,187	0,662	0,415	5,70	2,58
80	1,013	971,8	335,00	4,195	0,669	0,365	6,32	2,23
90	1,013	965,3	377,00	4,208	0,676	0,26	6,95	1,97
100	1,013	958,4	419,10	4,220	0,684	0,295	7,52	1,75
110	1,043	951,0	416,40	4,233	0,685	0,272	8,08	1,60

Таблиця Д.8

Визначення точки роси в залежності від температури та відносної вологості повітря

Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %													
	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%
-10	-23,2	-21,8	-20,4	-19,0	-17,8	-16,7	-15,8	-14,9	-14,1	-13,3	-12,6	-11,9	-10,6	-10,0
-5	-18,9	-17,2	-15,8	-14,5	-13,3	-11,9	-10,9	-10,2	-9,3	-8,8	-8,1	-7,7	-6,5	-5,8
0	-14,5	-12,8	-11,3	-9,9	-8,7	-7,5	-6,2	-5,3	-4,4	-3,5	-2,8	-2	-1,3	-0,7
+2	-12,8	-11,0	-9,5	-8,1	-6,8	-5,8	-4,7	-3,6	-2,6	-1,7	-1,0	-0,2	-0,6	+1,3
+4	-11,3	-9,5	-7,9	-6,5	-4,9	-4,0	-3,0	-1,9	-1,0	+0,0	+0,8	+1,6	+2,4	+3,2
+5	-10,5	-8,7	-7,3	-5,7	-4,3	-3,3	-2,2	-1,1	-0,1	+0,7	+1,6	+2,5	+3,3	+4,1
+6	-9,5	-7,7	-6,0	-4,5	-3,3	-2,3	-1,1	-0,1	+0,8	+1,8	+2,7	+3,6	+4,5	+5,3
+7	-9,0	-7,2	-5,5	-4,0	-2,8	-1,5	-0,5	+0,7	+1,6	+2,5	+3,4	+4,3	+5,2	+6,1
+8	-8,2	-6,3	-4,7	-3,3	-2,1	-0,9	+0,3	+1,3	+2,3	+3,4	+4,5	+5,4	+6,2	+7,1
+9	-7,5	-5,5	-3,9	-2,5	-1,2	+0,0	+1,2	+2,4	+3,4	+4,5	+5,5	+6,4	+7,3	+8,2
+10	-6,7	-5,2	-3,2	-1,7	-0,3	+0,8	+2,2	+3,2	+4,4	+5,5	+6,4	+7,3	+8,2	+9,1
+11	-6,0	-4,0	-2,4	-0,9	+0,5	+1,8	+3,0	+4,2	+5,3	+6,3	+7,4	+8,3	+9,2	+10,1
+12	-4,9	-3,3	-1,6	-0,1	+1,6	+2,8	+4,1	+5,2	+6,3	+7,5	+8,6	+9,5	+10,4	+11,7
+13	-4,3	-2,5	-0,7	+0,7	+2,2	+3,6	+5,2	+6,4	+7,5	+8,4	+9,5	+10,5	+11,5	+12,3
+14	-3,7	-1,7	-0,0	+1,5	+3,0	+4,5	+5,8	+7,0	+8,2	+9,3	+10,3	+11,2	+12,1	+13,1
+15	-2,9	-1,0	+0,8	+2,4	+4,0	+5,5	+6,7	+8,0	+9,2	+10,2	+11,2	+12,2	+13,1	+14,1
+16	-2,1	-0,1	+1,5	+3,2	+5,0	+6,3	+7,6	+9,0	+10,2	+11,3	+12,2	+13,2	+14,2	+15,1
+17	-1,3	+0,6	+2,5	+4,3	+5,9	+7,2	+8,8	+10,0	+11,2	+12,2	+13,5	+14,2	+15,2	+16,6
+18	-0,5	+1,5	+3,2	+5,3	+6,8	+8,2	+9,6	+11,0	+12,2	+13,2	+14,2	+15,3	+16,2	+17,1
+19	+0,3	+2,2	+4,2	+6,0	+7,7	+9,2	+10,5	+11,7	+13,0	+14,2	+15,2	+16,3	+17,2	+18,1
+20	+1,0	+3,1	+5,2	+7,0	+8,7	+10,2	+11,5	+12,8	+14,0	+15,2	+16,2	+17,2	+18,1	+19,1
+21	+1,8	+4,0	+6,0	+7,9	+9,5	+11,1	+12,4	+13,5	+15,0	+16,2	+17,2	+18,1	+19,1	+20,0
+22	+2,5	+5,0	+6,9	+8,8	+10,5	+11,9	+13,5	+14,8	+16,0	+17,0	+18,0	+19,0	+20,0	+21,0
+23	+3,5	+5,7	+7,8	+9,8	+11,5	+12,9	+14,3	+15,7	+16,9	+18,1	+19,1	+20,0	+21,0	+22,0
+24	+4,5	+6,7	+8,8	+10,8	+12,3	+13,8	+15,3	+16,5	+17,8	+19,0	+20,1	+21,1	+22,0	+23,0
+25	+5,2	+7,5	+9,7	+11,5	+13,1	+14,7	+16,2	+17,5	+18,8	+20,0	+21,1	+22,1	+23,0	+24,0
+26	+6,0	+8,5	+10,6	+12,4	+14,2	+15,8	+17,2	+18,5	+19,8	+21,0	+22,2	+23,1	+24,1	+25,1
+27	+6,9	+9,5	+11,4	+13,3	+15,2	+16,5	+18,1	+19,5	+20,7	+21,9	+23,1	+24,1	+25,0	+26,1
+28	+7,7	+10,2	+12,2	+14,2	+16,0	+17,5	+19,0	+20,5	+21,7	+22,8	+24,0	+25,1	+26,1	+27,0
+29	+8,7	+11,1	+13,1	+15,1	+16,8	+18,5	+19,9	+21,3	+22,5	+24,1	+25,0	+26,0	+27,0	+28,0
+30	+9,5	+11,8	+13,9	+16,0	+17,7	+19,7	+21,3	+22,5	+23,8	+25,0	+26,1	+27,1	+28,1	+29,0
+32	+11,2	+13,8	+16,0	+17,9	+19,7	+21,4	+22,8	+24,3	+25,6	+26,7	+28,0	+29,2	+30,2	+31,1
+34	+12,5	+15,2	+17,2	+19,2	+21,4	+22,8	+24,2	+25,7	+27,0	+28,3	+29,4	+31,1	+31,9	+33,0
+36	+14,6	+17,1	+19,4	+21,5	+23,2	+25,0	+26,3	+28,0	+29,3	+30,7	+31,8	+32,8	+34,0	+35,1
+38	+16,3	+18,8	+21,3	+23,4	+25,1	+26,7	+28,3	+29,9	+31,2	+32,3	+33,5	+34,6	+35,7	+36,9
+40	+17,9	+20,6	+22,6	+25,0	+26,9	+28,7	+30,3	+31,7	+33,0	+34,3	+35,6	+36,8	+38,0	+39,0

Таблиця Д.9

Значення тиску насиченої пари при визначеній температурі
вологого термометра

t, °C	P _{па} , Па	t, °C	P _{па} , Па	t, °C	P _{па} , Па
0	611,6	34	5325,6	68	28589,9
1	657,5	35	5629,5	69	29866,2
2	706,4	36	5948,3	70	31190,3
3	758,5	37	6282,6	71	32563,8
4	814,0	38	6633,1	72	33988,0
5	873,1	39	7000,4	73	35464,5
6	935,9	40	7385,1	74	36994,7
7	1002,6	41	7787,9	75	38580,2
8	1073,5	42	8209,5	76	40222,5
9	1148,8	43	8650,7	77	41923,4
10	1228,7	44	9112,1	78	43684,4
11	1313,5	45	9594,6	79	45507,1
12	1403,4	46	10098,9	80	47393,4
13	1498,7	47	10625,8	81	49344,8
14	1599,6	48	11176,2	82	51363,3
15	1706,4	49	11750,9	83	53450,5
16	1819,4	50	12350,7	84	55608,3
17	1939,0	51	12976,6	85	57838,6
18	2065,4	52	13629,5	86	60143,3
19	2198,9	53	14310,3	87	62524,2
20	2340,0	54	15020,0	88	64983,4
21	2488,9	55	15759,6	89	67522,9
22	2646,0	56	16530,0	90	70144,7
23	2811,7	57	17332,4	91	72850,8
24	2986,4	58	18167,8	92	75643,4
25	3170,6	59	19037,3	93	78524,6
26	3364,5	60	19942,0	94	81496,5
27	3568,7	61	20883,1	95	84561,4
28	3783,7	62	21861,6	96	87721,5
29	4009,8	63	22878,9	97	90979,0
30	4247,6	64	23936,1	98	94336,4
31	4497,5	65	25034,6	99	97795,8
32	4760,1	66	26175,4	100	101359,8
33	5036,0	67	27360,1		

Таблиця Д.10

Коефіцієнти теплопровідності деяких матеріалів при 0...100 °С

Матеріал	Щільність (для сипучих насипна щільність) кг/ м ³	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)
Азбест	600	0,151
Бетон	2300	1,28
Вініпласт	1380	0,163
Войлок шерстяний	300	0,047
Дерево поперек волокон	600	0,140 – 0,174
Кладка зі звичайної цегли	600-1700	0,384 – 0,698 – 0,814
Кладка з вогнестійкої цегли	1840	1,05 (при 800 – 1100 °С)
Кладка з ізоляційної цегли	600	0,116 – 0,209
Фарба масляна	-	0,233
Лід	920	2,33
Литво кам'яне	3000	0,698
Магnezія в порошку	216	0,070
Накип, водяний камінь	-	1,163 – 3,49
Тирса з дерева	230	0,070 – 0,093
Пінопласт	30	0,047
Пісок сухий	1500	0,349 – 0,814
Пробкова крихта	160	0,047
Іржа	-	1,16
Совеліт	450	0,098
Вода	~ 1000	~ 0,6
Скло	2500	0,698 – 0,814
Скляна вата	200	0,035 – 0,070
Текстоліт	1380	0,244
Торфоплити	220	0,064
Фаоліт	1730	0,419
Шлакова вата	250	0,076
Емаль	2350	0,872 – 1,163
Алюміній	2700	203,5
Бронза	8000	64
Латунь	8500	93
Мідь	8800	384
Свинець	11400	34,9
Сталь	7850	46,5
Сталь нержавіюча	7900	17,5
Чавун	7500	46,5 - 93
Солома	25	0,04
Зерно пшениці	600	0,2
Повітря	1,2	0,02
Земля	900-1400	0,3 – 0,04

Таблиця Д.11

Співвідношення між одиницями фізичних величин
(роботи, енергії і кількості теплоти) і одиницями СІ

Величина	Дж	кДж	єрг	кг·м	Вт·ч	кал	ккал
1 Дж	1	10^{-3}	10^7	0,102	$2,78 \cdot 10^{-4}$	0,239	$2,39 \cdot 10^{-4}$
1 кДж	10^{-3}	1	10^{10}	102	0,278	239	0,239
1 єрг	10^{-7}	10^{-10}	1	$1,02 \cdot 10^{-8}$	$2,78 \cdot 10^{11}$	$2,39 \cdot 10^{-8}$	$2,39 \cdot 10^{-11}$
1 кг·м	9,81	$9,81 \cdot 10^{-3}$	$9,81 \cdot 10^7$	1	$2,7310^{-3}$	2,34	$2,34 \cdot 10^{-3}$
1 Вт·ч	$3,6 \cdot 10^3$	3,6	$3,610^{10}$	367	1	859	0,859
1 кал	4,1868	$4,186 \cdot 10^{-3}$	$4,186 \cdot 10^7$	0,427	$1,16 \cdot 10^{-3}$	1	10^{-3}
1 ккал	$4,1868 \cdot 10^3$	4,1868	$4,186 \cdot 10^{10}$	427	1,16	10^3	1
1 Н/м ² =Па	1	10^5	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$9,87 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	0,102	
1 бар	10^5	1	1,02	0,987	750	$1,02 \cdot 10^4$	
1 техн. атм.	$9,81 \cdot 10^4$	0,981	1	0,968	735,6	10^4	
1 фіз. атм.	$1,013 \cdot 10^5$	1,013	1,0332	1	760	$1,0332 \cdot 10^4$	
1 мм рт. ст.	133,3	$133,3 \cdot 10^{-5}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,31 \cdot 10^{-3}$	1	13,6	
1 мм вод. ст.	9,81	$9,81 \cdot 10^{-5}$	10^{-4}	$0,968 \cdot 10^{-4}$	$7,356 \cdot 10^{-2}$	1	

ЛІТЕРАТУРА

1. Алабовський А.М., Константинов С.М., Недужий І.А. Теплотехніка. К.: Вища школа, 1986. 256 с.
2. Алабовський А. Н., Недужий І.А. Технічна термодинаміка і теплопередача [Текст] : навчальний посібник. К. : Вища школа, 1990. 256 с.
3. Бабич О.С., Беляев М.М. Технічна термодинаміка: Навчальний посібник. Дніпропетровський державний агроуніверситет, 1995. 264 с.
4. Щербина О.М. Енергія для всіх: технічний довідник з енергоощадності та відновних джерел енергії / О.М. Щербина. – Вид. 4-е, допов. і перероб. – Ужгород: Вид-во В. Падяка, 2007. – 340 с.
5. Саранчук В.І. Основи хімії і фізики горючих копалин / В.І. Саранчук, М.О. Ільяшов, В.В. Ошовський, В.С. Білецький (Підручник з грифом Мінвузу). – Донецьк: Східний видавничий дім, 2008. – 640 с.
6. Бородай Г.Г. Теплотехніка та використання теплоти в сільськогосподарському виробництві: Навчальний посібник. Полтава, 1999. 146 с.
7. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. К., 2001. 320 с.
8. Буляндра О.Ф., Б.Х. Драганов, В.Г. Федорів. Теплотехніка: Підручник – К.: Вища школа., 1998. 20 с.
9. Буляндра, О. Ф. Технічна термодинаміка: підручник. К. : Техніка, 2006. 320 с.
10. Варгафтик Н.В. Довідник по теплофізичних властивостях газів і рідин. К.: Наука, 1972.
11. Гавриленко Н.П., Журавлев Ю.Г. Холодильні установки в сільському господарстві. К.: Урожай, 1981. 184 с.
12. Гальчак В.П., Боярчук В.М. Альтернативні джерела енергії. енергія сонця. Львів: Арал, 2008. 135 с.
13. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підруч. у 2 т: Т 1/ А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. – К.: Агроосвіта, 2012. – 584 с.
14. Дідур В.А., Стручаєв М.І. Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві / За заг. ред. В.А. Дідура. К.: Аграрна освіта, 2008. 233 с.
15. Драганов Б.Х. та інш. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві. К.: Урожай, 1995. 224 с.
16. Драганов Б.Х., Бесараб О.С., Долинський А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник. К.: ІНКОС, 2005. 400 с.
17. Дудик М. В. Термодинаміка і статистична фізика (курс лекцій): нав-

чальний посібник для студентів вищих навчальних закладів фізико-математичних спеціальностей. Умань: ПП «Жовтий», 2015. 132 с.

18. Ігнатенко В. М. Основи молекулярної фізики та термодинаміки: навчальний посібник. Суми: СумДУ, 2011. 248 с.

19. Корчемний М. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. Тернопіль, 2001. 314 с.

20. Інвестиції у відновлювані джерела енергії. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.newenergyfinance.com/>

21. Адаменко О. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії. / О. Адаменко, В. Височанський, В. Льотко, М. Михайлів / Під ред. В. Льотко. – Івано-Франківськ: Полум'я, 2000. – 270 с.

22. Миронов О.С., Брижа М.Р., Бойко В.Б., Золотовська О.В. Теплотехніка: основи термодинаміки, теорія теплообміну, використання тепла в сільському господарстві. Дніпропетровськ: ТОВ "ЕНЕМ", 2011. 424 с.

23. Пісарев В.Є. Теплові насоси та холодильні установки. К.: КНУБА, 2002. 124 с.

24. Пеньков В. І. Технічна термодинаміка : навч. Посібник. Рівне : НУВГП, 2010. 209 с.

25. Пономарчук І.А., Волошин О.Б. Вентиляція та кондиціонування повітря: навчальний посібник - Вінниця : ВНТУ, 2004. 121 с.

26. Саприкін Г. С. Технічна термодинаміка : опорний конспект лекцій. - Маріуполь : ПДТУ, 2000. 59 с.

27. Строй А.Ф. Теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных зданий и сооружений. Киев: Вища школа, 1983. 216 с.

28. Горохівський О.І. Розвиток біоенергетики на базі деревини в умовах енергетичної безпеки / О.І. Горохівський // Вісник аграрної науки. – 2009. – №7. – С. 78-80.

29. Обертюх Р. Р. Теоретичні основи теплотехніки : навч. Посібник. Вінниця : УНІВЕРСУМ. 2009. - 165 с.

30. Охримовський А. М, П. А. КФомозинський, О. В. Подшивалова, О. М. Чугай. Механіка. Молекулярна фізика. Термодинаміка : навч. посіб. до практ. занять з фізики. — НХТУ, 2010. 108 с.

31. Цубанов А.Г. Теплоснабжение, отопление и вентиляция животноводческих помещений.– Минск: Урожай, 1987. 151 с.

32. Швець І.Т., Голубінський В.М. Теплотехніка. Київ: Вища школа, 1976. 230 с.

33. Швець І.Т. Теплотехніка. К.: Вища школа., 1969. 520 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
ТЕМА 1. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ	5
1.1 Термодинамічна система. Основні термодинамічні параметри. Суміші ідеальних газів	6
1.2 Перший закон термодинаміки. Теплоємність газів та їхньої суміші. Ентальпія	19
1.3 Другий закон термодинаміки. Ентропія. Цикли Карно.	30
1.4 Термодинамічні процеси ідеальних і реальних газів	38
1.5 Особливості першого закону термодинаміки для потоку	55
1.6 Вологе повітря. Id -діаграма для вологого повітря та її побудова	72
1.7 Ідеальні цикли теплових двигунів і установок	85
ТЕМА 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛОБМІНУ	114
2.1 Теплопровідність. Закон Фур'є	115
2.2 Конвективний теплообмін. Закон Ньютона-Ріхмана	125
2.3 Променевий теплообмін	140
2.4 Теплообмінні апарати	148
2.5 Енергоспоживання переробних підприємств	152
2.6 Сушарки та їх використання. Основні визначення, класифікація	221
2.7 Зберігання зерна, овочів та картоплі. Активна вентиляція. Теплоізоляція сховищ	245
Література	270

Навчальне видання

Олена Володимирівна Золотовська

Андрій Миколайович Пугач

Геннадій Володимирович Теслюк

Навчальний посібник
КУРС ЛЕКЦІЙ З ТЕПЛОТЕХНІКИ

Редактор: Гончаренко М.П.

Дніпровський державний аграрно-
економічний університет, 2022
Золотовська О.В, Пугач А.М., Теслюк Г.В

Формат 60x84/16. Умовн. друк. арк. 15,4
Тираж 300 прим. Зам №8587

Віддруковано в ТОВ «Акцент ПП»
вул. Бердянська, 3 А, м. Дніпро, 49098
тел. (056) 794-61-04(05)
*Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 4766 від 04.09.2014.*